

Oliver Biber

Ein Beitrag zur Festigkeitsuntersuchung an  
geschweißten Fachwerksknotenpunkten

BACHELORARBEIT

HOCHSCHULE MITTWEIDA

---

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Oliver Biber

Ein Beitrag zur Festigkeitsuntersuchung an  
geschweißten Fachwerksknotenpunkten

eingereicht als

BACHELORARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

---

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Frank Weidemann

Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Peter Hübner

Vorgelegte Arbeit wurde Verteidigt am:

## **Bibliographische Beschreibung**

Biber, Oliver:

Ein Beitrag zur Festigkeitsuntersuchung an geschweißten  
Fachwerksknotenpunkten

- 2009. – 60 Seiten.

Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fachbereich Maschinenbau /  
Feinwerktechnik, Bachelorarbeit, 2009-12-06

## **Referat**

In der vorliegenden Arbeit wird die Konstruktion und Auslegung einer Prüfvorrichtung zum Einspannen von Rohrverbindungen für einen Dauerfestigkeitsprüfstand beschrieben. Hierbei wird im Rahmen des Konstruktionsprozesses auf die Durchführung eines Dauerfestigkeitsversuches eingegangen sowie der prinzipielle Aufbau der Prüfmaschine erläutert.

Darüber hinaus wird die Probengestaltung der zu prüfenden Rohrverbindung vorgestellt und die daraus resultierenden Prüfkkräfte, welche für die konstruktive Auslegung der Prüfvorrichtung unbedingt erforderlich sind, bestimmt.

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Hübner Peter und Prof. Dr.-Ing. Weidemann Frank für die sehr gute Betreuung und umfangreiche Unterstützung bedanken.

Ebenso gilt mein Dank Herrn Zschunke und Herrn Süchting, die mir mit ihrem technischen Verständnis mit Rat und Tat zur Seite standen.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden bedanken, die mich während dieser Zeit nicht nur finanziell, sondern auch moralisch immer unterstützt und mir den Rücken freigehalten haben.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Bibliographische Beschreibung .....</b>	<b>I</b>
<b>Referat.....</b>	<b>I</b>
<b>Danksagung.....</b>	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>III</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>V</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>VI</b>
<b>Anlagenverzeichnis .....</b>	<b>VII</b>
<b>Nomenklatur .....</b>	<b>VIII</b>
<b>0 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>1 Begriffliche Grundlagen .....</b>	<b>4</b>
1.1 Beanspruchungs- und Belastungsarten.....	4
1.2 Dynamische Festigkeitskennwerte .....	6
1.3 Kerbwirkung .....	6
1.4 Schwingbeanspruchte Bauteile .....	7
1.5 Dauerfestigkeit .....	8
1.6 Betriebsfestigkeit .....	8
1.7 Wöhler-Versuch.....	9
1.7.1 Versuchsdurchführung .....	10
1.7.2 Versuchsauswertung.....	11
<b>2 Resonanzprüfstand.....</b>	<b>12</b>
2.1 Beschreibung des Prüfstandes.....	12
2.2 Aufbau .....	12
2.3 Funktionsweise.....	14
2.4 Technische Daten .....	14
2.5 Anschlussmaße .....	15
<b>3 Prüfstück.....</b>	<b>17</b>

3.1 Ausgangssituation .....	17
3.2 Beschreibung des Prüfstückes .....	18
3.3 Schweißverbindung .....	19
3.4 Schweißnaht Überprüfung .....	20
3.4.1 Zerstörungsprüfung .....	21
3.4.2 Zerstörungsfreie Schweißnahtprüfung .....	21
3.5 Festlegung der Prüfkraft .....	22
3.5.1 Statische Festigkeit des Rohres .....	23
3.5.1.1 Berechnung der statischen Grenzkraft .....	23
3.5.2 Berechnung der ertragbaren Grenzspannung der Schweißnaht .....	24
3.5.3 Berechnung der ertragbaren Kraft bei N Schwingspielen .....	28
<b>4 Konstruktionsanforderungen .....</b>	<b>29</b>
<b>5 Konstruktion der Prüfvorrichtung .....</b>	<b>33</b>
5.1 Vertikale Spannvorrichtung .....	33
5.1.1 Vorstellung der Spannmöglichkeiten .....	33
5.1.2 Analyse und Optimierung durch SolidWorks Simulation .....	39
5.2 Horizontale Spannvorrichtung .....	43
5.2.1 Vorstellung der Spannmöglichkeiten der Probe .....	43
5.2.2 Einbaufälle und Biegemomente der Bolzenverbindung .....	44
5.2.3 Auswahl der Spannvariante .....	46
5.2.4 Konstruktive Auslegung .....	47
5.2.4.1 Probenaufnahme .....	47
5.2.4.2 Gelenk .....	53
5.2.5 Korrosionsschutz .....	58
5.2.6 Gewichtsverteilung .....	59
<b>6 Zusammenfassung .....</b>	<b>60</b>
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>80</b>
<b>Erklärung .....</b>	<b>81</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Kenngrößen eines Schwingspiels [1] .....	5
Abbildung 2: Beanspruchungsarten [1] .....	6
Abbildung 3: Spannungsverteilung in einem gekerbten Bauteil [1] .....	7
Abbildung 4: Aufbau des Resonanzprüfstandes [4] .....	13
Abbildung 5: Prinzip der Spannvorrichtung an der Prüfmaschine .....	16
Abbildung 6: Gitterrohrrahmen des Rennwagens .....	18
Abbildung 7: Rohrverbindung in Form des T-Stoßes .....	19
Abbildung 8: Wöhlerlinie für Kerbfälle [8] .....	25
Abbildung 9: Funktionsweise Prüfvorrichtung .....	32
Abbildung 10: Spannzange .....	34
Abbildung 11: Gewindebolzen.....	35
Abbildung 12: Bolzen über Stiftverbindung .....	36
Abbildung 13: Bolzen über Lotverbindung .....	37
Abbildung 14: vorläufige Probendarstellung Normal und im Schnitt.....	38
Abbildung 15: Spannungsanalyse Ausgangsprobe.....	40
Abbildung 16: Spannungsanalyse (hohe Spannung an Kerbstelle) .....	40
Abbildung 17: geänderte Probengeometrie.....	41
Abbildung 18: Spannungsanalyse (maximale Spannung Rohrquerschnitt).....	42
Abbildung 19: Spannung innerhalb .....	44
Abbildung 20: Spannung außerhalb.....	44
Abbildung 21: Prinzipieller Aufbau einer Bolzenverbindung [1].....	44
Abbildung 22: Querschnittsfläche der Gabelbohrung.....	52
Abbildung 23: Gewindebolzen.....	58

**Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Technische Daten des Resonanzprüfstandes .....	15
Tabelle 2: Anforderungsliste .....	31
Tabelle 3: Gewichtsverteilung der Prüfvorrichtung .....	59



## Anlagenverzeichnis

<b>Anlage A: FEM-Berichte SolidWorks Simulation .....</b>	<b>61</b>
A.1 Analyse-Bericht der Ausgangsprobe .....	62
A.2 Analyse-Bericht der Spannung-Vertikal .....	65
<b>Anlage B: Technische Zeichnungen / Stücklisten .....</b>	<b>68</b>
B1 Baugruppenzeichnung Prüfvorrichtung .....	69
Stückliste Prüfvorrichtung .....	70
Teilzeichnung Gewindebolzen .....	71
Teilzeichnung Bügel .....	72
Teilzeichnung Probenaufnahme .....	73
Teilzeichnung Bolzen .....	74
Teilzeichnung Steckbolzen .....	75
B2 Baugruppenzeichnung Probe .....	76
Stückliste Probe .....	77
Teilzeichnung Spannung-Vertikal .....	78
Teilzeichnung Rohr .....	79

## Nomenklatur

### Formelzeichen

$a$	Nahtdicke	[mm]
$A_G$	Querschnittsfläche der Gabel	[mm <sup>2</sup> ]
$A_n$	Schweißnahtfläche	[mm <sup>2</sup> ]
$A_{proj}$	projizierte gepresste Fläche	[mm <sup>2</sup> ]
$A_s$	Querschnittsfläche des Bolzens	[mm <sup>2</sup> ]
$A_w$	Querschnittsfläche des Rohrs	[mm <sup>2</sup> ]
$d$	Durchmesser	[mm]
$d_2$	Flankendurchmesser	[mm]
$F$	Kraft für Festigkeitsauslegung	[N]
$F_{ert}$	ertragbare Kraft bei N Schwingspielen	[N]
$F_{z\ rohr}$	ertragbare Zugkraft des Rohres	[N]
$H_1$	Länge des Muttergewindes	[mm]
$K_D$	Konstruktionsfaktor	
$K_{Db}$	Konstruktionsfaktor für Biegebelastung	
$K_g$	geometrischer Größeneinflussfaktor	
$K_{O\sigma}$	Oberflächenfaktor	
$k_t$	Größeneinflussfaktor	
$K_V$	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung	
$l_1$	Länge des Muttergewindes	[mm]
$l_n$	Schweißnahtlänge	[mm]
$\log(a)$	Funktion von Kerbfall und Neigung der Wöhlerlinie	
$m$	Neigung der Wöhlerlinie	
$M_{b\ max}$	maximales Biegemoment	[N/mm <sup>2</sup> ]
$N$	Schwingspielzahl	
$p$	Flächenpressung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$P$	Steigung	[mm]
$p_{zul}$	zulässige Flächenpressung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$R_{e\ N}$	Streckgrenze idealer Probestab	[N/mm <sup>2</sup> ]
$R_e$	Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]
$R_m$	Zugfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]
$S_D$	Sicherheit gegen Dauerbruch	

$S_F$	Sicherheit gegen Fließen	
$t_G$	Dicke der Gabel	[mm]
$t_s$	Dicker der Stange	[mm]
$W_b$	Widerstandsmoment gegen Biegung	[N/mm <sup>3</sup> ]
$\beta_K$	Kerwirkungszahl	
$\Delta\sigma$	Schwingbreite	[MPa]
$\Delta\sigma_{c\ ab}$	abgeminderte Kerbfallspannung	[MPa]
$\Delta\sigma_{c\ exp}$	experimentelle Kerbfallspannung	[MPa]
$\Delta\sigma_c$	Kerbfallspannung	[MPa]
$\Delta\sigma_R$	Ermüdungsfestigkeit	[MPa]
$K$	Spannungsverhältnis	
$\sigma_a$	Spannungsamplitude	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{b\ G\ sch}$	Biegegestaltsschwellfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{b\ max}$	maximale Biegespannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{b\ sch\ N}$	Biegeschwellfestigkeit idealer Probestab	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{b\ sch}$	Biegeschwellfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{bB}$	zulässige Biegespannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{bF}$	Biegefließgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_m$	Mittelspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{max}$	Maximalspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{min}$	Minimalspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_o$	Oberspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_u$	Unterspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_z$	Zugspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{z\ zul}$	zulässige Zugspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$T_{s\ max}$	maximale Schubspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$T_{sF}$	Scherfließgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]

## 0 Einleitung

Die Formula Student Germany ist ein Ableger, der in den Vereinigten Staaten von Amerika gegründeten Formula SAE<sup>1</sup>. Dieser wurde im Jahre 1981 durch die amerikanische Gesellschaft der Automobilingenieure ins Leben gerufen und gelangte 2006 auch nach Deutschland. Dieser Wettbewerb bietet Studenten die Möglichkeit praktische Erfahrungen zu sammeln, in dem Sie einen Formel Rennwagen entwickeln, konstruieren und bauen [9].

Hinter diesem Konzept steht die Annahme einer fiktiven Produktionsfirma, welche damit beauftragt ist einen einsitzigen Formelrennwagen zu konzipieren. Dieser Rennwagen soll die Grundlage für eine Serienfertigung darstellen, bei der die Zielgruppe der nicht-professionelle Wochenendrennfahrer darstellt. Dieser Rennwagen soll daher gute Fahreigenschaften in Bezug auf Beschleunigung, Bremskraft und Fahrverhalten an den Tag legen. Des Weiteren sollen die Kosten gering, die Bedienbarkeit einfach, die Haltbarkeit und die Zuverlässigkeit des Fahrzeuges möglichst hoch sein. Die Studenten müssen sich aus diesen Gründen intensiv mit dem Thema beschäftigen, um einen Rennwagen auf die Beine zu stellen, welcher bei der Rennveranstaltung bestehen kann. Da es sich bei diesem Wettstreit in erster Linie um einen Konstruktionswettbewerb und nicht um ein konventionelles Rennen handelt sind die Beschränkungen durch das Reglement relativ gering. Die Studenten sollen dadurch zu kreativen Ideen und Lösungen angeregt werden.

Die Bewertung des Rennwagens erfolgt in verschiedenen Etappen. Dabei erfolgt eine Aufteilung in die statischen und dynamischen Disziplinen. Bei den statischen Disziplinen handelt es sich um die Vorstellung und Präsentation des entwickelten Fahrzeuges, deren Beurteilung und Bewertung von einer ausgewählten und mit Experten besetzten Jury vorgenommen wird. Die dynamischen Disziplinen stellen den direkten Vergleich der Rennwagen untereinander dar, um deren Leistungsfähigkeit zu ermitteln. Dabei müssen verschiedene Disziplinen wie Bremstest, Beschleunigungstest, die Beurteilung

---

<sup>1</sup> Society of Automotive Engineers

des Kurvenverhaltens und ein Ausdauerrennen, bei dem die Betriebssicherheit und Dauerhaltbarkeit des Rennwagens ermittelt wird, durchgeführt werden [9].

Das Rennteam der Hochschule Mittweida nahm im Jahre 2008 erstmals an diesem Wettbewerb teil. In diesem ersten Jahr wurde aufgrund der mangelnden Erfahrung nur eine Platzierung im hinteren Starterfeld erreicht. Durch die beim Wettbewerb gewonnenen Erkenntnisse stellte sich heraus, dass das Fahrzeuggewicht zu hoch, die Abmaße des Rennwagens zu groß und die Leistung des Motors zu gering waren. Aus diesen Gründen musste das Team für die Saison 2009 einen komplett neuen Rennwagen entwerfen. Das verbesserte Fahrzeug konnte dennoch im direkten Vergleich, mit den Fahrzeugen der anderen Teams nicht mithalten. Für die kommende Saison ist somit eine weitere Verbesserung des Fahrzeuges und die Reduzierung des Gewichts erforderlich.

Die Aufgabenstellung dieser Bachelorarbeit stellt eine konstruktive Lösungsmöglichkeit zur Einspannung von geschweißten Rohrverbindungen für einen Dauerfestigkeitsversuch auf einer Resonanzprüfmaschine dar. Bei diesem Versuch soll eine Analyse der Schweißnaht im Zeitfestigkeitsbereich erfolgen und eine Wöhlerkurve für diese Verbindung experimentell aufgestellt werden.

Der Grund für diesen Versuch baut auf der Optimierung eines Gitterrohrrahmens von einem Formel Rennwagen auf. Das Grundkonzept eines solchen Fahrzeuges stellt die Rahmenkonstruktion dar. Dieser ermöglicht die Verbindung der einzelnen Komponenten, nimmt die auftretenden Kräfte auf und schützt den Fahrer bei einem Unfall. Das Team der Hochschule Mittweida hat den eigens für das Fahrzeug entwickelten Rahmen selbst konstruiert und gefertigt. Die Schweißung übernahm ein Student, der für diese Aufgabe speziell ausgebildet wurde. Bei dem Dauerfestigkeitsversuch sollen die auftretenden Belastungen an den Schweißnähten simuliert und nachgeprüft werden, um Erkenntnisse über das Verhalten an schwingbeanspruchten Schweißnahtstellen zu erhalten. Des Weiteren sollen die gewonnenen Daten dazu beitragen, den Rahmen zu optimieren und die Qualität der Schweißnähte zu überprüfen und eventuell zu verbessern.

Bei dem bisherigen Versuchsaufbau des Resonanzprüfstandes der Firma SincoTec ist es nicht möglich derartige Proben einzuspannen und zu testen. Aus diesem Grund wird eine spezielle Vorrichtung zum Prüfen der geschweißten Rohrverbindungen benötigt. Diese Vorrichtung muss besondere Eigenschaften in Bezug auf den Anschluss an die Prüfmaschine, die Einspannung der Probe und die Dauerfestigkeit der Konstruktion erfüllen.

Die im Laufe der Konstruktion gewonnenen Erkenntnisse und Überlegungen werden dargestellt und verglichen, um dem Leser die getroffene Entscheidung der ausgewählten Konstruktionsvariante plausibel zu machen. Nachdem auf die begrifflichen Grundlagen des Dauerfestigkeitsversuches eingegangen wurde, erfolgt die Vorstellung der Prüfmaschine. Im weiteren Verlauf der Bachelorarbeit erfolgen die Beschreibung des Prüfstücks und die Auslegung der Prüfkkräfte. Daraufhin wird die konstruktive Entwicklung der Spannvorrichtung dargestellt. Dabei werden die einzelnen Einspannstellen beleuchtet und die verschiedenen Konstruktionsvarianten diskutiert. Zusätzlich erfolgt die konstruktive Auslegung der Bauteile und die Konstruktion der Spannvorrichtung. Den Abschluss bildet eine kurze Zusammenfassung über die entwickelte Konstruktion.

## 1 Begriffliche Grundlagen

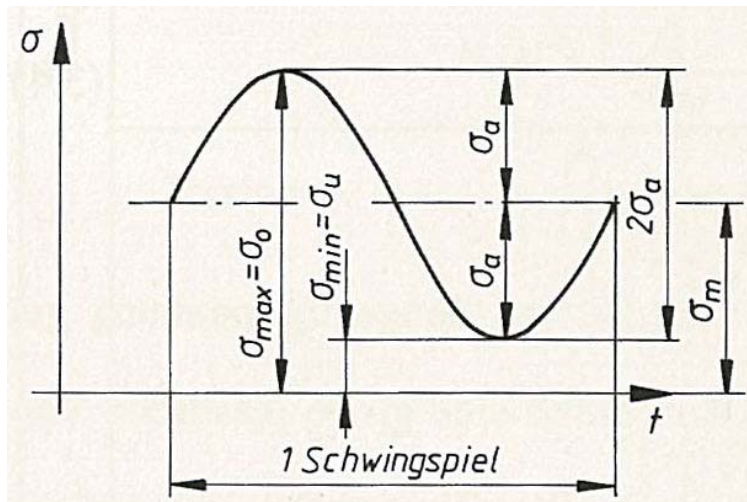
Im folgenden Kapitel werden einige verschiedene Grundbegriffe erläutert, die mit der Versuchsdurchführung an einer Resonanzprüfmaschine und der Entwicklung der Konstruktion in Verbindung stehen. Sie sind von Bedeutung, um die nachfolgenden Sachverhalte nachvollziehbar zu machen.

Es handelt sich hierbei um einen Dauerschwingversuch, bei dem die Prüfvorrichtung einer schwingenden Belastung standhalten muss. Desweiteren erfolgt bei diesem Versuch die Aufnahme einer Wöhlerlinie zur Beurteilung der Schwingfestigkeit an Rohrschweißverbindungen. Aus diesen Erkenntnissen stellt sich die Frage: Welche Beanspruchungsarten gibt es, was bedeutet Dauerfestigkeit und wie läuft ein Wöhlerversuch ab.

### 1.1 Beanspruchungs- und Belastungsarten

Auf die Bauteile einer Konstruktion wirken während des Betriebs gewollte und ungewollte Belastungen ein. Dabei sind die gewollten Belastungen auf die Funktion zurückzuführen, während die ungewollten Belastungen meist aus unerwünschten Vorgängen, wie zum Beispiel einer zufällig entstehenden Schwingung, resultieren. Desweiteren können diese durch Belastungsstöße oder Eigenspannungen auftreten. Diese, von außen einwirkenden Kräfte, verursachen im Bauteilquerschnitt innere Kraftwirkungen, welche wiederum in Kräfte und Momente unterschieden werden können. Neben diesen Belastungen spielt auch der zeitliche Verlauf der jeweiligen Beanspruchung eine große Rolle. Hierbei unterscheidet man je nach Art der Belastungsschwankung zwischen dem statischen und dem dynamischen Beanspruchungs-Zeit-Verläufen. Der statische Verlauf stellt idealisiert einen zeitlich unveränderlichen Vorgang dar, währenddessen der dynamische Verlauf allgemein zeitabhängig ist. Die schwingende Beanspruchung ist ein Sonderfall des dynamischen Verlaufs, bei dem eine periodische Wiederholung der Beanspruchung nach einer endlichen Zeit auftritt [1].

Bei der Beschreibung dieser Beanspruchungs-Zeit-Verläufe wird von einem Schwingenspiel ausgegangen, welches durch folgende Kenngrößen beschrieben wird. Der Mittelspannung  $\sigma_m$ , der Oberspannung  $\sigma_o$  oder auch Maximalspannung  $\sigma_{\max}$ , der Unterspannung  $\sigma_u$  oder auch Minimalspannung  $\sigma_{\min}$  und die Spannungsamplitude  $\sigma_a$ . Die Abbildung 1 zeigt ein solches Schwingenspiel und verdeutlicht die Anordnung der oben genannten Kenngrößen.



**Abbildung 1:** Kenngrößen eines Schwingenspiels [1]

Ebenfalls ist die Lage der Schwingenspiele bezüglich der Beanspruchungs-Nulllinie für eine eindeutige Aussage hinsichtlich des Beanspruchungs-Zeit-Verlaufes von Bedeutung. Anhand der dargestellten Beanspruchungsarten kann man verschiedene Belastungen definieren. Demzufolge sind Beanspruchungen, deren Amplituden durch die Nulllinie verlaufen Wechselbeanspruchungen. Als Schwellbeanspruchungen werden die Beanspruchungen bezeichnet, die sich ausschließlich im positiven oder negativen Bereich bewegen. Die Zugschwellbeanspruchung ist die Beanspruchung, die oberhalb der Nulllinie<sup>2</sup> liegt und welche in diesem Dauerfestigkeitsversuch von Bedeutung ist [1]. Abbildung 2 zeigt die verschiedenen Beanspruchungsarten, die bei einer Belastung auftreten können.

<sup>2</sup> Beanspruchungen oberhalb der Nulllinie werden mit  $1 > \kappa > 0$  beschrieben



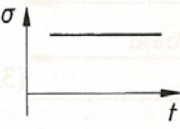
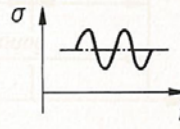
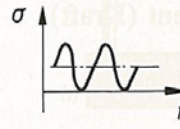
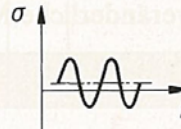
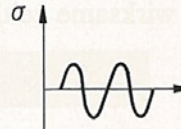
Beanspruchungsart				
statisch	dynamisch schwellend		dynamisch wechselnd	
Fall I	allgemein	Fall II	allgemein	Fall III
$\chi = 1$	$1 > \chi \geq 0$	$\chi = 0$	$0 > \chi \geq -1$	$\chi = -1$
				

Abbildung 2: Beanspruchungsarten [1]

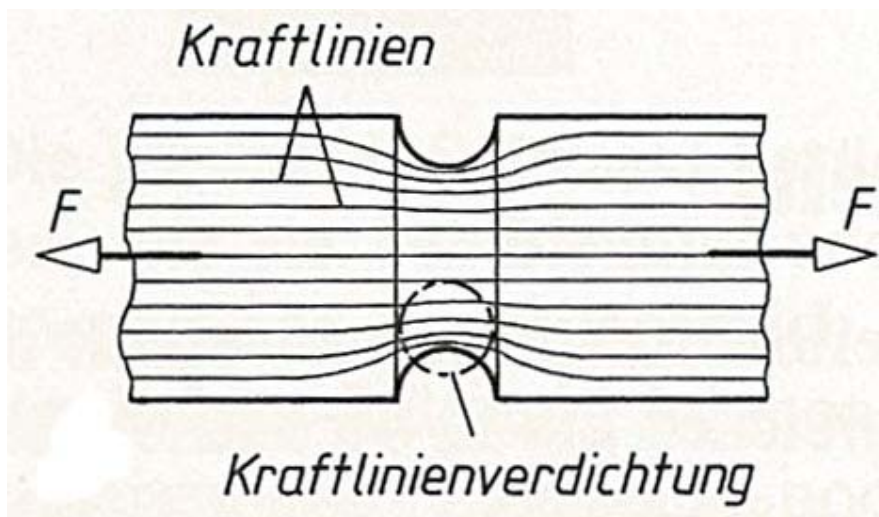
## 1.2 Dynamische Festigkeitskennwerte

Das Werkstoffverhalten bei einer Schwingbeanspruchung wird durch die Spannungsverteilung in einem Bauteilquerschnitt bestimmt. Durch eine dauernde und zu starke Spannungserhöhung infolge geometrischer und/oder metallurgischer Kerben kommt es aufgrund ungleichmäßiger Spannungsverteilung an den Kerbstellen zu einer allmählichen Ermüdung des Werkstoffes [1]. Diese Kerben können unter anderem an Schweißnahtstellen entstehen. Bei einer Schweißnaht stellt einerseits die Oberflächenstruktur eine Kerbstelle dar, desweiteren können sich im Inneren, durch Einschlüsse oder Gasblasen, Kerben bilden. Dabei ist der Werkstoff den Spannungsspitzen nicht mehr gewachsen und es kommt zu Mikrorissen, welche die Ursache für einen Dauer- oder Ermüdungsbruch sind. Diese Mikrorisse pflanzen sich im Bauteil fort, bis der restliche Querschnitt der Belastung nicht mehr stand hält [1].

## 1.3 Kerbwirkung

Nicht nur eine äußere Belastung führt zu einer Erhöhung der Spannung im Bauteilquerschnitt, weitestgehend trägt auch eine Querschnittsänderung dazu bei. Somit kommt es zu einer Verdichtung der Kraftlinien an den Kerbstellen und dadurch auch zur Spannungserhöhung (siehe Abbildung 3). Je schärfer eine Kerbstelle ausgeprägt ist, umso größer wird die dadurch hervorgerufene

Spannungsspitze. Bei spröden Werkstoffen wirken sich die Kerben wesentlich ungünstiger auf die Spannungsverteilung aus. Die duktilen Werkstoffe können diese Spannungsspitzen aufgrund ihrer besseren plastischen Verformungseigenschaften abbauen [1]. Deshalb sind Schweißverbindungen, besonders die Schweißnähte einer höheren Kerbwirkung ausgesetzt.



**Abbildung 3:** Spannungsverteilung in einem gekerbten Bauteil [1]

## 1.4 Schwingbeanspruchte Bauteile

Die Problemstellung bei schwingbeanspruchten Bauteilen ist das Versagen durch Schwingbruch oder auch schon das Versagen durch Schwinganriss. Das Auftreten solcher Schwingbruch-Schäden ist äußerst vielfältig und kann die verschiedensten Ursachen und Einflüsse haben. Demzufolge zahlreich sind auch heute noch die Schadensfälle an schwingbeanspruchten Bauteilen. Diese Erscheinungen treten meist unerwartet und plötzlich im normalen Betrieb auf und können nicht selten folgenschwere Ausmaße annehmen [2].

Ein Schwingbruch tritt nicht wie ein Gewaltbruch als Folge einer einmaligen hohen Beanspruchung auf, sondern ist gekennzeichnet durch eine schwingend einwirkende Betriebsbeanspruchung, die über eine bestimmte Zeit auf ein Bauteil einwirkt. Daher kann die Zeit einer Schwingbeanspruchung bis zum

Bauteilversagen durch den Bruch oder Anriss als Lebensdauer eines Bauteiles bezeichnet werden.

Die schwingbruchsichere Auslegung von Konstruktionen oder Bauteilen ist meist dann erforderlich, wenn als mögliche Folgen eines Schwinganrisses oder Schwingbruchs Gefahren für die Umwelt, Schäden auf wirtschaftlichem Gebiet oder sogar Gefahren für Menschen gegeben sind. Außerdem sollte man sie als Qualitätsmerkmal technischer Erzeugnisse nicht vernachlässigen [2].

## **1.5 Dauerfestigkeit**

Wenn ein Probestab einer hohen Schwingbelastung ausgesetzt wird, tritt nach einer bestimmten Schwingspielzahl  $N$  der Bruch der Probe ein. Wird nun dieser Versuch mit baugleichen Probestäben und einer geringeren Belastung wiederholt, setzt der Bruch bei einer höheren Schwingspielzahl ein. Bei einer genügend kleinen Belastung findet kein Bruch der Probe statt. Die bei dieser Belastung auftretende Spannung wird als Dauerfestigkeit des Werkstoffes bezeichnet. Die Grenzschwingspielzahl bei Stahl liegt etwa im Bereich von  $10^7$  Schwingspielen, wird diese erreicht ist der Werkstoff als dauerfest zu bezeichnen[1].

## **1.6 Betriebsfestigkeit**

Der Begriff der Betriebsfestigkeit ist hierbei eine neuzeitliche, lebensdauerorientierte Auslegung von schwingbeanspruchten Bauteilen und Konstruktionen. Diese Auslegung berücksichtigt einen gesetzmäßigen Zusammenhang zwischen der Höhe der Schwingbeanspruchung und der Lebensdauer eines Bauteils. Hierbei sollen die in unterschiedlicher Höhe und Häufigkeit auftretenden Betriebsbeanspruchungen möglichst wirklichkeitsnah angesetzt werden. Des Weiteren soll eine endliche Lebensdauer für eine Konstruktion anhand ihrer vorgesehen Nutzungsdauer abgeleitet werden. Diese Kriterien haben folgenden Hintergrund. Zum einen soll ein vorzeitiges

Bauteilversagen durch Schwinganriss oder Schwingbruch ausgeschlossen werden. Zum anderen soll eine Übermessung der Querschnitte oder ein unnötiger Fertigungsaufwand in Bezug auf die Wirtschaftlichkeit vermieden werden [2].

Die hierbei gewonnenen Erkenntnisse lassen darauf schließen, dass die Schwingbeanspruchung einer Konstruktion nicht nur Auswirkungen auf die Lebensdauer haben, sondern auch die Wirtschaftlichkeit eines Produktes stark beeinflussen. Zusätzlich ist eine Untersuchung solcher Bauteile hinsichtlich der Weiterentwicklung und der Anpassung an den jeweiligen Einsatzzweck von großer Bedeutung für die Optimierung einer Gesamtkonstruktion.

## 1.7 Wöhler-Versuch

Bei einem Wöhler-Versuch handelt es sich um den einfachsten Fall einer Schwingbeanspruchung. Hierbei wird eine zwischen zwei Grenzen schwingende, mit der Zeit veränderliche Spannungs-Zeit-Funktion angenommen. Der Wöhler-Versuch kann als die elementarste Form eines Betriebsfestigkeits-Versuchs angesehen werden [2].

Diese Beanspruchung, welche zwischen zwei festen Grenzwerten schwingt, wird als eine Folge gleichwertiger Schwingspiele aufgefasst. Die kennzeichnenden Begriffe und Bezeichnungen sind in der DIN 50100 festgelegt.

Die Grenzwerte eines Schwingspiels, zwischen welchen sich die Spannung  $\sigma$  ändert, werden als Oberspannung  $\sigma_o$  und Unterspannung  $\sigma_u$  bezeichnet. Desweiteren ist die Angabe der Mittelspannung  $\sigma_m$  und der Spannungsamplitude  $\sigma_a$  gleichwertig. Mit dem Spannungsverhältnis  $\kappa$  und der Schwingbreite  $\Delta\sigma$  lassen können weitere Kennwerte einer Beanspruchung definiert werden [3].

Um eine Schwingbeanspruchung zu kennzeichnen, welche zwischen zwei gleichbleibenden Schwinggrenzen abläuft, genügt es nicht allein den Höchstwert der Beanspruchung anzugeben. Für eine hinreichende Interpretation der Schwing ist es erforderlich drei Angaben der Beanspruchung zu kennen. Zwei dieser Angaben bestimmen die Beanspruchungshöhe, dabei muss zum Beispiel  $\sigma_o$  und  $\sigma_u$  oder  $\sigma_a$  und  $\sigma_m$  oder  $\sigma_o$  und  $\kappa$  oder  $\sigma_a$  und  $\kappa$  bekannt sein. Desweiteren ist eine Angabe über die Häufigkeit  $h$  der Schwingspiele anzugeben, welche in der betrachteten Zeitspanne der Beanspruchung auftreten [2].

### 1.7.1 Versuchsdurchführung

Wird im Wöhlerversuch eine Beanspruchung, zum Beispiel nach Amplitude  $\sigma_a$  und Mittelwert  $\sigma_m$  simuliert, so fällt als Versuchsergebnis die bis zum Schwingbruch bzw. die bis zum Schwinganriss ertragene Schwingspielzahl  $N$  an. Um eine korrekte Wöhler-Linie zu ermitteln, sind mehrere Versuche bei unterschiedlicher Beanspruchungshöhe erforderlich [2].

Ob eine Schwingbeanspruchung bei gleichen Schwinggrenzen sinus-, dreieck- oder rechteckförmig abläuft, hat meist, ebenso wie die Schwingfrequenz, für das Schwingfestigkeitsverhalten einen untergeordneten Einfluss.

Bei der Durchführung eines Wöhler-Versuches zur Bestimmung der Dauerfestigkeit wird nach DIN 50100 folgendes Vorgehen empfohlen: Es werden nacheinander etwa sechs bis zehn hinsichtlich Werkstoff, Gestaltung und Bearbeitung völlig gleichwertige Prüfstücke untersucht. Die Proben werden von Versuch zu Versuch einer zweckmäßig abgestimmten Schwingbeanspruchungen unterworfen und die zugehörigen Bruch- bzw. Anriss-Schwingspielzahlen festgestellt. Die Beanspruchung wird so abgestuft, dass zunächst mindestens ein Prüfstück bei einer hohen Schwingspielzahl bricht und ein weiteres bei einer verminderten Beanspruchung bis zu einer vorzugebenden Grenz-Schwingspielzahl durchläuft [3]. Damit wird angestrebt den Dauerfestigkeitskennwert einzugrenzen.

### 1.7.2 Versuchsauswertung

Für die Darstellung der Wöhlerlinien, wird in der DIN 50100 lediglich der Hinweis gegeben sie im halblogarithmischen Netz abzubilden. Dieser kann jedoch, abhängig vom gewählten Maßstab ein sehr unterschiedliches Erscheinungsbild der Wöhlerlinie liefern. Das Feststellen von Gemeinsamkeiten im Verlauf einer Wöhlerlinie wird dann nur schwer möglich. Eine solche Versuchsauswertung ist nach heutigen Maßstäben nicht mehr ausreichend [2]. Des Weiteren wird bei den heutigen Prüfmaschinen die statistische Auswertung von einer Recheneinheit übernommen. Die während der Prüfung aufgenommenen Versuchspunkte werden im Wahrscheinlichkeitsnetz einer Geraden zugeordnet und können letztendlich als Wöhlerlinie ausgegeben werden.

## **2 Resonanzprüfstand**

In diesem Kapitel wird auf den Resonanzprüfstand, dessen Funktionsweise und die maschinenbedingten Anschlussmaße eingegangen. Hierdurch sollen das Thema und die Problematik näher erläutert und verständlich gemacht werden. Des Weiteren soll der Leser einen Einblick in die Arbeitsweise eines solchen Systems erlangen.

### **2.1 Beschreibung des Prüfstandes**

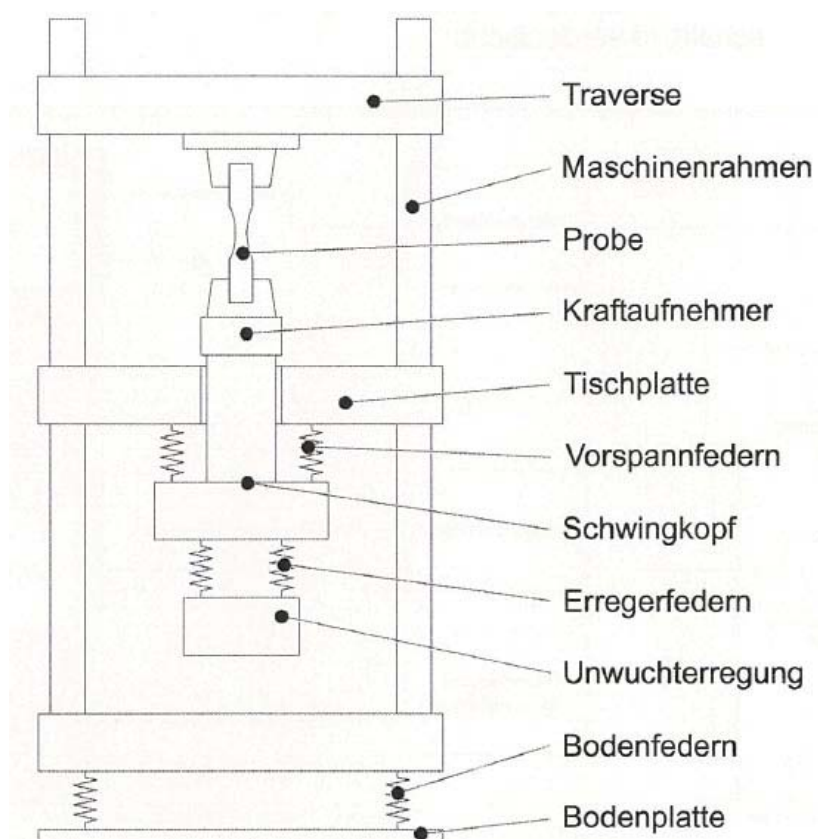
An dem Resonanzprüfstand POWER SWING 150 MOT der Firma SincoTec können Schwingfestigkeitsuntersuchungen mit konstanten Beanspruchungsamplituden an Bauteilen und Materialproben durchgeführt werden. Die dynamische Last wird durch ein Schwingssystem, den Resonator, erzeugt und auf das zu prüfende Bauteil übertragen. Die Maschine wird von einer Recheneinheit gesteuert, die alle Steuer- und Regelfunktionen übernimmt. Dabei werden die vom Bediener eingestellten Grenzwerte und die Maschinengrenzen automatisch überwacht. Der Benutzer kann unter anderem die Frequenz, die Kraftamplitude und die Mittelspannung an dem Prüfstand einstellen und somit die Prüfung der Probe an seine Beanspruchung optimal anpassen [4].

### **2.2 Aufbau**

Die Prüfmaschine ist als ein Dreimassenschwinger ausgeführt, bei der die Komponenten in einer vertikalen Bauweise angeordnet sind. Im unteren Teil der Maschine befindet sich der frequenzgeregelten Asynchronmotor, der mit Hilfe eines Unwuchtmotors am Schwingkopf eine dynamische Amplitude erzeugt [4]. Diese Schwingung wird über die Probenaufnahme auf den Prüfling übertragen, der dadurch einer dynamischen Belastung ausgesetzt wird. Des Weiteren befindet sich im unteren Teil der Mittellastmotor. Durch diesen elektromechanischen Antrieb wird eine statische Vorlast, unter Verwendung eines Getriebemotors, über die Traverse auf die Probe gebracht. Diese Kraft dient

dazu, dass zu untersuchende Werkstück vorzuspannen, um auch statisch vorbelastete Bauteile untersuchen zu können. Die Antriebseinheit wird durch einen Aufspanntisch begrenzt. Oberhalb von diesem befindet sich der Probenraum, der die beiden Proben- bzw. Vorrichtungsaufnahmen enthält. Die untere Aufnahme dient der Schwingungseinleitung auf die Probe. Der Probenraum wird nach oben durch die verstellbare Traverse limitiert. In dieser befindet sich die obere Aufnahme, welche mit einer Messeinheit zur Datenerfassung ausgerüstet ist.

Die Abbildung 4 soll den oben beschriebenen Aufbau der Prüfmaschine noch einmal verdeutlichen und zum besseren Verständnis der Sachverhalte beitragen.



**Abbildung 4:** Aufbau des Resonanzprüfstandes [4]



## 2.3 Funktionsweise

Bei dem Resonanzprüfstand POWER SWING MOT 150 handelt es sich, wie oben beschrieben, um einen Unwucht erregten Dreimassenschwinger. Diese Prüfmaschinen können als schwingungsfähige Feder-Massen-Dämpfungssysteme angesehen werden. Der prinzipielle Aufbau kann dabei als Ein- oder Mehrmassenschwinger erfolgen, wobei in beiden Systemen das Prüfteil als Feder in das Schwingsystem eingebunden wird. Das Schwingverhalten hängt vor allem durch die Parameter Federsteifigkeit, Masse und Dämpfung ab. Da Bauteile aus metallischen Werkstoffen in der Regel eine geringe Dämpfung besitzen, lassen sie sich an diesen Maschinen sehr gut prüfen [4].

Wie bereits oben beschrieben erfolgt die Erregung des Schwingsystems über einen Unwuchtantrieb. Damit ist die Erregerkraft abhängig von der Drehzahl der umlaufenden Massen. Ändert man somit die Drehzahl des Unwuchterregers, beeinflusst man automatisch die Last am Prüfling.

Sobald in der Probe ein Anriss entsteht ändert sich die Resonanzfrequenz. Diese Änderung wird von der Prüfmaschine wahrgenommen. Über das Regelsystem besteht nun die Möglichkeit einen solchen Anriss über die Resonanzfrequenz zu erkennen und den Versuch zu stoppen. Findet keine Überschreitung der Grenzresonanzfrequenz statt, wird der Versuch nach einer vorher definierten Lastwechselzahl gestoppt.

## 2.4 Technische Daten

Dieser Punkt enthält einen Überblick über die technischen Daten der Prüfmaschine. Diese sind ausschlaggebend für die Entwicklung einer Prüfvorrichtung, da die Größe des Probenraumes begrenzt ist, desweiteren darf ein Maximalgewicht für die fehlerfreie Versuchsdurchführung nicht überschritten werden.

In Tabelle 1 sind die technischen Daten des Resonanzprüfstandes SincoTEC POWER SWING 150 MOT aufgeführt.

Gesamthöhe Prüfstand	3100 mm
Höhe Maschinentisch	1300 mm
Breite Prüfstand	1300 mm
Tiefe Prüfstand	1050 mm
Höhe Probenraum	max. 800 mm
Breite Probenraum	750 mm
Tiefe Probenraum	1050 mm
Maximale Kraftamplitude	75 kN
Maximale Gesamtkraft	$\pm 150$ kN
Gewicht des Prüfstandes	ca. 3,0 t
Max. Gewicht der Einspannvorrichtung	250 kg

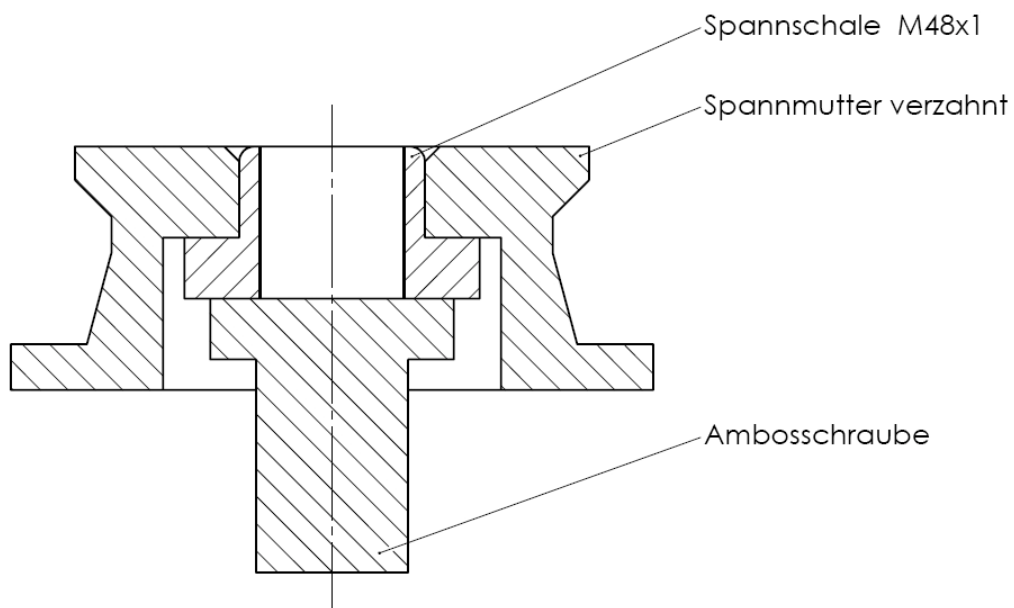
**Tabelle 1:** Technische Daten des Resonanzprüfstandes

## 2.5 Anschlussmaße

Die Resonanzprüfmaschine besitzt zwei Aufnahmepunkte. Diese dienen zur Einspannung der Probe oder zur Befestigung einer Prüfvorrichtung. Die Spanneinheit besteht prinzipiell aus zwei Teilen, der Spannschale und der Spannmutter (siehe Abbildung 5). Die Spannschale besitzt ein Innengewinde, in das eine Probe oder eine Einspannvorrichtung eingeschraubt werden kann. Sie wird mit Hilfe der Spannmutter auf dem Grundträger fixiert und mit diesem fest verbunden. Die Spannschale ist mit zwei verschiedenen Gewindedurchmessern verfügbar. Es handelt sich dabei jeweils um ein Feingewinde mit einer Steigung von einem Millimeter. Die Durchmesser der verfügbaren Schalen betragen 48

oder 22 Millimeter. Diese beiden Anschlüsse sind maßgebend für die Proben- und Prüfvorrichtungsgestaltung.

In der Abbildung 5 soll der Aufbau der Einspannung gezeigt und das oben beschriebene Prinzip verdeutlicht werden.



**Abbildung 5:** Prinzip der Spannvorrichtung an der Prüfmaschine

### 3 Prüfstück

Im folgenden Kapitel wird das zu prüfende Werkstück näher vorgestellt. Des Weiteren wird auf die Probengeometrie, die Schweißung der Probe, die Schweißnahtüberprüfung und die Prüfkkräfte eingegangen.

Die Probe nimmt eine zentrale Rolle in der Entwicklung der Prüfvorrichtung ein. Sie ist der Ausgangspunkt für die Funktionsweise dieser Spannvorrichtung, welche an deren Geometrie angepasst werden muss. Zusätzlich ist für die rechnerische Auslegung der Konstruktion eine Berechnung der Prüfkkräfte unabdingbar, da die Prüfvorrichtung der Schwingbelastung standhalten muss.

#### 3.1 Ausgangssituation

Der Gedanke eine geschweißte Rohrverbindung auf Dauerfestigkeit zu untersuchen, bezieht sich auf die Entwicklung eines Gitterrohrrahmens für einen Formel Rennwagen. Dieser Rahmen ist aus einer Vielzahl verschweißter Rohrverbindungen aufgebaut, die bedingt durch die Fahrdynamik vielen Beanspruchungen und somit auch Schwingungen ausgesetzt sind. Da spröde Werkstoffe ein deutlich schlechteres Verhalten bei Schwingbeanspruchung zeigen, soll eine Untersuchung auf dem Resonanzprüfstand durchgeführt werden. In Abbildung 6 ist der Aufbau des Gitterrohrrahmens dargestellt. Das Bild zeigt die komplexe Bauform und die Vielzahl von Schweißverbindungen in einer solchen Konstruktion. Die Kräfte werden über die Rohrverbindungen im gesamten Rahmen verteilt.



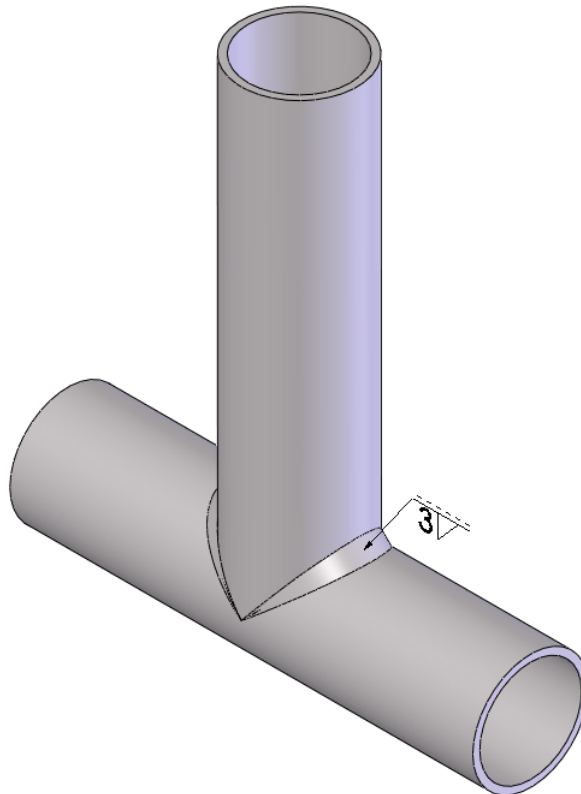
**Abbildung 6:** Gitterrohrrahmen des Rennwagens

### 3.2 Beschreibung des Prüfstückes

Der Rahmen ist aus Präzisionsstahlrohren mit dem Material EN S235JR aufgebaut. An den höchst belasteten Rahmenpunkten, wie Fahrwerks- und Motoraufhängung, sowie der Crashbox sind Rohre mit einem Durchmesser von 25 x 1,5 Millimeter verwendet. Genau dieser Rohrdurchmesser soll auf dem Resonanzprüfstand untersucht werden.

Der Gitterrohrrahmen weist eine Vielzahl verschiedener Rohrverbindungen auf. Diese unterscheiden sich in Betracht auf den Verbindungswinkel und die Menge der in einen Knoten mündenden verschweißten Rohre. Eine genaue Analyse der verschiedenen Knoten wäre sehr schwierig und nicht so einfach umsetzbar. Da das Verhalten der Schweißnaht in Bezug auf die Dauerfestigkeit untersucht werden soll, kann eine vereinfachte Rohrverbindung in Form eines T-Stoßes in Betracht gezogen werden. Diese Verbindung genügt, um die Dauerfestigkeit und die damit verbundene Kerbwirkung zu überprüfen. Bei dieser Verbindungsart liegen die Rohre in Form eines „T’s“ zueinander, dabei

wird eine Verbindung zwischen einem vertikal liegenden Rohr und einem horizontalen Rohr hergestellt. Die Abbildung 7 zeigt die Rohrverbindung in Form des verwendeten T-Stoßes. Die Verbindung der beiden Rohre wird an der Stoßstelle über eine Schweißnaht realisiert. Auf diese Schweißverbindung möchte ich im nächsten Punkt eingehen.



**Abbildung 7:** Rohrverbindung in Form des T-Stoßes

### 3.3 Schweißverbindung

Die beiden Rohrstücke sollen mit Hilfe einer Schweißnaht verbunden werden. Um diese zu realisieren wird ein gezielter Wärmeeintrag auf die Verbindungsstelle gebracht. Dieser hat ein Aufschmelzen des Grundwerkstoffes zur Folge. Letztendlich kann unter Zuhilfenahme eines Schweißzusatzwerkstoffes die Schweißnaht und somit eine Verbindung der beiden Rohrstücke erzeugt werden. Als Schweißverfahren für diese dünnwandigen Rohre wird das Wolfram-Inertgas-Schweißen angewandt.

Hierbei brennt ein Lichtbogen sichtbar zwischen dem Werkstück und der Wolfram-Elektrode. Der Schweißzusatzwerkstoff wird stromlos durch den Schweißer zugeführt. Um eine Oxidation zu vermeiden wird mit einem Schutzgas gearbeitet [1].

Bei Teilen die rechtwinklig aufeinander stoßen (T-förmig) wird vorwiegend eine Kehlnaht verwendet. Die Probenvorbereitung bei Rohrverbindungen ist aufwändiger, als beispielsweise die einer Blechverbindung, da an dem Rohrende des vertikal liegenden Rohres eine Aussparung für den Rohrradius des anderen Rohres vorgenommen werden muss. Diese Rundung ist erforderlich, um eine gute Festigkeit der Verbindung zu realisieren. Die Schweißung der Kehlnaht erfolgt rundum. Besonders bei dynamischer Belastung sind Kehlnähte, durch die Umlenkung des Kraftflusses und durch die starke Kerbwirkung, hinsichtlich der Festigkeit deutlich ungünstiger als beispielsweise eine Stumpfnah [1].

### **3.4 Schweißnaht Überprüfung**

Die zu prüfenden Rohrverbindung wird, wie im vorherigen Kapitel beschrieben, über eine Schweißnaht verbunden. Um eine Probe in einem Versuchsstand richtig Prüfen und Auswerten zu können ist es erforderlich, dass der Prüfling fehlerfrei hergestellt wird. Die größte Fehlerquelle liegt hier bei der Herstellung der Schweißnaht, da Fertigungsbedingt durch den Metallurgischen Prozess die verschiedensten Fehler auftreten können. Es handelt sich dabei meist um Fehler im Schweißgut, wie zum Beispiel Bindefehler, Schlackeeinschlüsse, Poren oder Risse. Diese rufen eine erhebliche Festigkeitsminderung der Schweißnaht hervor. Aus diesem Grund ist es zu empfehlen an der Probe eine Schweißnahtprüfung durchzuführen.

Die Schweißnahtprüfung kann grundlegend in zwei Gruppen differenziert werden. Einerseits handelt es sich dabei um die zerstörungsfreie Schweißnahtprüfung, wobei andererseits die Prüfung eine Zerstörung des Werkstücks oder des Bauteils zur Folge hat.

### **3.4.1 Zerstörungsprüfung**

Bei der Zerstörungsprüfung wird die Probe meist durch Zug-, Biege-, und Kerbschlagversuche geprüft, diese führen, wie der Name schon sagt, zwingend zu einer Zerstörung des Werkstückes. Des Weiteren können Schweißnähte über Schnitt- oder Schliffbilder beurteilt werden. Dabei kann mit einfachen Mittel festgestellt werden, ob der Schweißer einen genügenden Einbrand erreicht hat oder ob Bindefehler zwischen Grundwerkstoff und Schweißzusatzwerkstoff aufgetreten sind.

Da die Probe nach diesen Prüfungen nicht mehr verwendet werden kann, wurden verschiedene Verfahren entwickelt, die unter der Nutzung unterschiedlichster physikalischen Größen und Effekte eine Fehlersuche in Bauteilen und Werkstücken ermöglichen, ohne den stofflichen Verbund aufzuheben [5].

### **3.4.2 Zerstörungsfreie Schweißnahtprüfung**

Es existieren eine Vielzahl unterschiedlichster zerstörungsfreier Prüfverfahren, deshalb wird in diesem Kapitel nur kurz auf die relevanten und auch umsetzbaren Verfahren eingegangen.

Die zerstörungsfreie Schweißnahtprüfung wird vor allem angewandt, um Risse und Poren im Schweißgut ausfindig zu machen. Bei Rissen handelt es sich aufgrund ihrer hohen Kerbwirkung um die gefährlichste Fehlerart. Poren hingegen sind im Allgemeinen ungefährlich, so lange sie einzeln auftreten. Für die Beurteilung sind daher Größe, Anzahl und Abstand relevant [5].

Die Prüfung der Schweißnaht kann über verschiedene Prüfverfahren geschehen. Die visuelle Prüfung ist die erste und einfachste Prüfung nach dem Fertigungsprozess. Dabei erfolgt eine Prüfung mit dem menschlichen Auge oder unter Zuhilfenahme von Lupen oder Spiegeln. Es können jedoch nur relativ große Fehler an der Oberfläche ausgemacht werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit einer Prüfung mit einem Prüfzusatzstoff. Darunter zählt man das



Eindring- und das Magnetpulververfahren. Beide Verfahren dienen der Lokalisierung von Rissen in der Schweißnaht und sind relativ einfach durchführbar. Mit den beiden Prüfverfahren können jedoch nur Fehler an der Oberfläche festgestellt werden. Um innere, also auch nicht sichtbare Fehler ermitteln zu können, werden unter anderem die Ultraschallprüfung und das Röntgenverfahren angewandt. Diese Verfahren benötigen jedoch einen deutlich höheren Schulungs- und Investitionsaufwand [5].

Vor der Durchführung des Dauerfestigkeitsversuches sollte wenigstens die Prüfung einer Probe erfolgen, um zu prüfen, ob beim Schweißen keine grundlegenden Fehler aufgetreten sind. Mit dieser Maßnahme lässt sich der Fehler bei der Versuchsauswertung eingrenzen.

### **3.5 Festlegung der Prüfkkräfte**

Um eine Probe auf einem Prüfstand prüfen zu können, ist es notwendig Prüfkkräfte festzulegen. Diese Kräfte richten sich nach den Abmessungen eines Prüfkörpers. Speziell beim Wöhlerversuch werden mehrere Proben unter verschiedenen Beanspruchungshöhen geprüft. Zunächst muss dabei ein Prüfstück bei einer hohen Schwingspielzahl und großer Beanspruchungshöhe versagen. Um dieses Versagen zu erreichen sind einige Kennwerte und Berechnungen der Probengeometrie erforderlich.

Die Entwicklung und Konstruktion einer Prüfvorrichtung setzt außerdem voraus, dass die maximalen Prüfkkräfte bekannt sind. Diese sind maßgebend für die konstruktive Auslegung, damit die Vorrichtung an die Belastung angepasst werden und somit den Prüfkkräften stand halten kann. Die Prüfvorrichtung muss zusätzlich mehrere Versuche ohne Ermüdungserscheinungen überstehen.

### 3.5.1 Statische Festigkeit des Rohres

Die statische Festigkeit ist ausschlaggebend für die Prüfkraft und somit auch wichtig für die konstruktive Auslegung. Hierbei ist entscheidend welche Kraft das Rohr bis zur plastischen Verformung ertragen kann. Wird diese Grenzkraft überschritten fängt der Werkstoff an zu fließen. Bei dem Versuch soll die Dauerfestigkeit ermittelt werden und deshalb sollte man diese Grenzkraft nicht überschreiten, da es ansonsten zu einer plastischen Verformung der Probe kommen würde.

#### 3.5.1.1 Berechnung der statischen Grenzkraft

Da die Probe im Zugschwellfestigkeitsbereich untersucht wird, erfolgt die Berechnung der Zugkraft  $F_{Z \text{ rohr}}$ . Bei der Belastung soll keine plastische Verformung eintreten, somit ist die Streckgrenze des Grundwerkstoffes S235JR ausschlaggebend. Zunächst wird die Fläche des Rohres berechnet, auf die die Kraft angreift. Es handelt sich um ein Präzisionsstahlrohr mit den Außendurchmesser  $d_2=25$  Millimeter und einer Wandungsstärke von 1,5 Millimeter. Daraus ergibt sich der Innendurchmesser  $d_1$ .

$$d_1 = d_2 - (2 * 1,5 \text{ mm}) = 25 \text{ mm} - 3 \text{ mm}$$

$$d_1 = 22 \text{ mm}$$

$$d_2 = 25 \text{ mm}$$

Für die Berechnung der Kraft  $F_{Z \text{ rohr}}$  wird zunächst die Querschnittsfläche  $A_w$  des Rohres benötigt.

$$A_w = \frac{\pi}{4} * (d_2^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} * (25^2 \text{ mm}^2 - 22^2 \text{ mm}^2)$$

$$A_w = 110,74 \text{ mm}^2$$

Die Streckgrenze des Rohrwerkstoffes S235JR beträgt:

$$R_e = 235 \frac{N}{mm^2}$$

Da sich diese Werkstoffkennwerte immer auf eine Kraft pro Fläche beziehen, lässt sich mit Hilfe der Querschnittsfläche des Rohres die Zugkraft  $F_{Z \text{ rohr}}$  bis zum Erreichen der plastischen Verformung ermitteln.

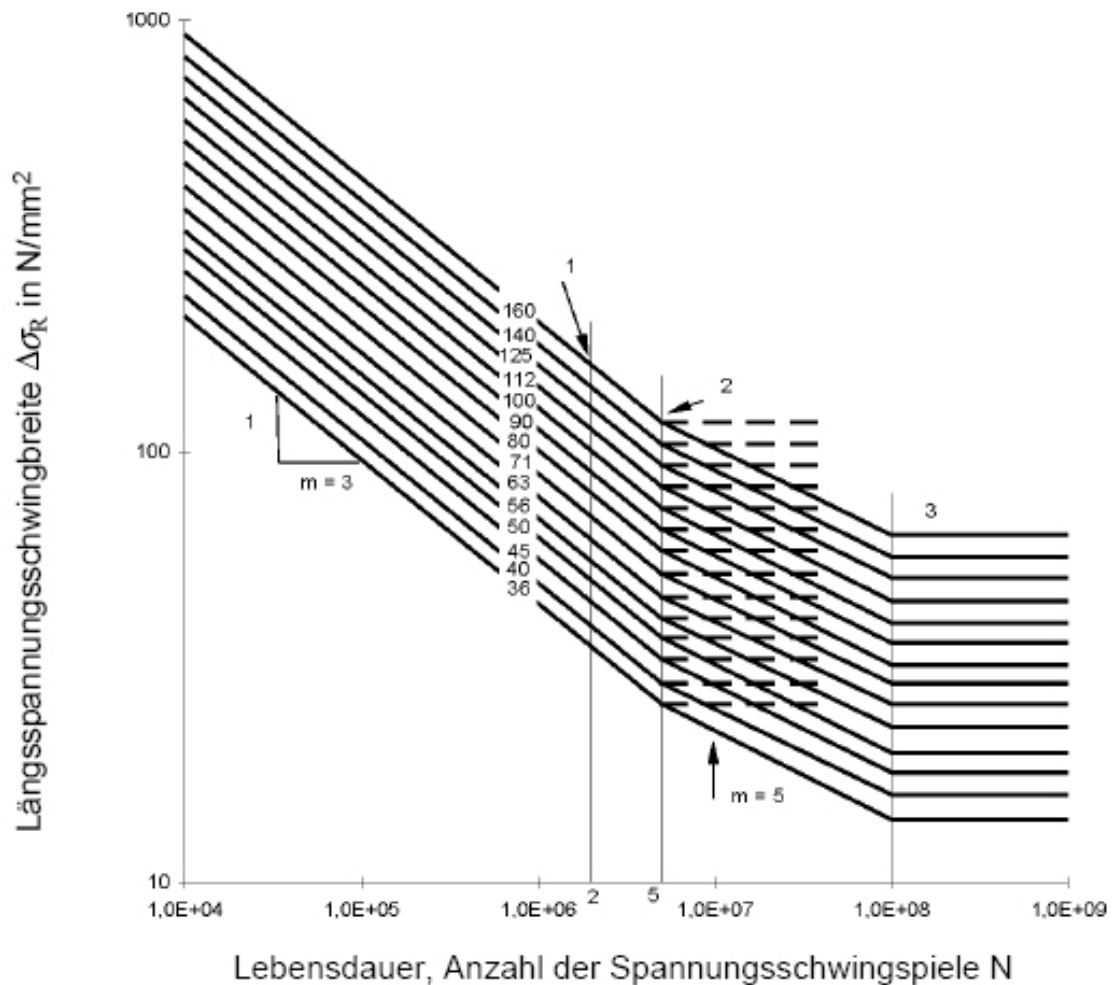
$$F_{Z \text{ rohr}} = R_e * A_w = 235 \frac{N}{mm^2} * 110,74 mm^2$$

$$F_{Z \text{ rohr}} = 26,02 kN$$

Das Rohr kann bis zu einer Kraft von 26 kN belastet werden, ohne dem Eintritt einer plastischen Verformung. Dieser Wert kann in der Praxis durch Toleranzen und Fertigungsfehler abweichen.

### 3.5.2 Berechnung der ertragbaren Grenzspannung der Schweißnaht

Anhand der Wöhlerlinie für Kerbfälle (siehe Abbildung 8) kann eine Abschätzung der auftretenden Spannungen bei verschiedenen Spannungsschwingspielen erfolgen. Diese Spannung (Ermüdungsfestigkeit  $\Delta\sigma_R$ ) nimmt bei höheren Spannungsschwingspielen ab. Durch die Berechnung dieser Spannungen und über die Kenntnis der Größe der Schweißnahtfläche kann eine ertragbare Kraft berechnet werden. Diese Kraft kann als Anhaltspunkt für die Versuchsdurchführung und die konstruktive Auslegung herangezogen werden.



**Abbildung 8:** Wöhlerlinie für Kerbfälle [8]

Zunächst erfolgt die Bestimmung des vorliegenden Kerbfalls. Hierbei wird die Tabelle<sup>3</sup> – *Geschweißte Knoten von Fachwerkträgern* herangezogen. Für die Probe (Rohrverbindung) ergibt sich ein Kerbfall von 45 MPa. Bei einer experimentellen Betrachtung muss der Faktor 1,4 berücksichtigt werden. Dieser Faktor beruht darauf, dass die experimentell ermittelten Versuchsergebnisse mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 95% und einem Vertrauensbereich von 75% versehen werden. Entnimmt man demzufolge einen Kerbfall aus einer Tabelle, muss dieser für die experimentelle Betrachtung wieder zurückgerechnet werden. Die Bestimmung dieses Abminderungsfaktors wird anhand des vorliegenden Kerbfalls demonstriert. Da die Rohrverbindungen experimentell auf einem Dauerfestigkeitsprüfstand untersucht werden sollen, wird der ausgewählte Kerbfall von 45 MPa mit dem Faktor 1,4 multipliziert. Somit wird für die Berechnung der neue Kerbfall von 63 MPa angenommen.

<sup>3</sup> Tabelle 8.7 aus DIN EN 1993-1-9:2005 (D)

Bei der experimentellen Ermittlung einer Kerbfallklasse  $\Delta\sigma_{c \text{ exp}}$  muss diese mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 95% und einem Vertrauensbereich von 75% abgemindert werden. Aus dem Verhältnis von ermittelten zum abgeminderten Kerbfall ergibt sich der Abminderungsfaktor.

Beispielsweise ermittelt man experimentell einen Kerbfall  $\Delta\sigma_c$  von 63 MPa. Der abgeminderte Kerbfall  $\Delta\sigma_{c \text{ ab}}$  ergibt sich aus:

$$\Delta\sigma_{c \text{ ab}} = \Delta\sigma_{c \text{ exp}} * 0,95 * 0,75 = 63 \text{ MPa} * 0,95 * 0,75 \approx 45 \text{ MPa}$$

Der Abminderungsfaktor ergibt sich aus dem Verhältnis:

$$\frac{\Delta\sigma_{c \text{ exp}}}{\Delta\sigma_{c \text{ ab}}} = \frac{63 \text{ MPa}}{45 \text{ MPa}} = 1,4$$

Zur Berechnung der ertragbaren Grenzspannungen wird folgende Formel verwendet [6]:

$$\log(N) = \log(a) - m * \log(\Delta\sigma_R)$$

$N$  – Schwingenspielzahl

$\Delta\sigma_R$  – Ermüdungsfestigkeit

$m$  – Neigung der Wöhlerlinie

$\log(a)$  – f(Kerbfall, m)

Zunächst Erfolgt die Berechnung der Funktion  $\log(a)$  in Abhängigkeit vom Anstieg  $m$  und der Kerbfallklasse  $\Delta\sigma_c$ , bei einer Neigung der Wöhlerlinie von  $m=5$  und der Ermüdungsfestigkeit  $\Delta\sigma_c=\Delta\sigma_R=63 \text{ MPa}$  bei einer Schwingenspielzahl  $N=2*10^6$  Schwingungen.

$$\log(a) = m * \log(\Delta\sigma_R) + \log(N)$$

$$\log(a) = 5 * \log(63 \text{ MPa}) + \log(2 * 10^6)$$

$$\log(a) = 15,298$$

Um die Ermüdungsfestigkeiten  $\Delta\sigma_R$  für die jeweiligen Schwingspielzahlen errechnen zu können, muss die Gleichung erneut umgestellt werden.

$$\log(\Delta\sigma_R) = \frac{\log(a) - \log(N)}{m}$$

Für eine Schwingspielzahl  $N=100.000$  ergibt sich somit folgende Ermüdungsfestigkeit.

$$N = 100.000$$

$$\log(a) = 15,298$$

$$m = 5$$

$$\log(\Delta\sigma_R) = \frac{15,298 - \log(100.000)}{5}$$

$$\log(\Delta\sigma_R) = 2,0596$$

$$\Delta\sigma_R = 10^{\log(\Delta\sigma_R)} = 10^{2,0596}$$

$$\Delta\sigma_R = 114,71 \text{ MPa}$$

### 3.5.3 Berechnung der ertragbaren Kraft bei N Schwingspielen

Die Schweißnahtfläche  $A_n$  berechnet sich über die Nahtdicke  $a$  und die Länge der Schweißnaht  $l_n$ . Die Länge der Schweißnaht kann näherungsweise über den Umfang des Rohres berechnet werden.

$$A_n = a * l_s$$

$$l_n = u = \pi * d = \pi * 25 \text{ mm}$$

$$l_n = 78,54 \text{ mm}$$

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$A_n = 3 \text{ mm} * 78,54 \text{ mm}$$

$$A_n = 235,62 \text{ mm}^2$$

$$\Delta\sigma_R = 114,71 \text{ MPa} = 114,71 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die ertragbare Kraft wird über die Ermüdungsfestigkeit  $\Delta\sigma_R$  und die Schweißnahtfläche  $A_n$  berechnet.

$$F_{ert} = A_n * \Delta\sigma_R = 235,62 \text{ mm}^2 * 114,71 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{ert} = 27,03 \text{ kN}$$

Durch die Berechnung der statischen Grenzkraft, sowie der ertragbaren Schweißnahtkraft bei N Schwingspielen kann eine Auslegung der Konstruktion erfolgen. Im experimentellen Versuch wird aufgrund unterschiedlichster Einflussfaktoren, wie beispielsweise Schweißnahtfehlern die Probe bei einer geringeren Schwingspielzahl und/oder Prüflast versagen. Aus diesem Grund ist die Auslegung der Konstruktion auf 30 kN völlig ausreichend.

## 4 Konstruktionsanforderungen

Betrachtet man die Versuchsdurchführung und die Probengeometrie des zu prüfenden Werkstückes, so lässt sich unschwer erkennen, dass die zu entwickelnde Prüfvorrichtung eine Vielzahl von Anforderungen erfüllen muss.

Durch den Einsatz des Resonanzprüfstandes POWER SWING 150 MOT der Firma SincoTec ist es notwendig die Vorrichtung für diese Maschine zu entwickeln. Der Prüfstand besitzt daher herstellerbedingte Vorgaben, die bestimmte Höchst- und Anschlussmaße vorschreiben. Diese bedarf es unbedingt einzuhalten. Wie bereits in Kapitel drei beschrieben verfügt der Prüfstand über zwei Anschlussmöglichkeiten, die jeweils mit zwei verschiedenen Gewindedurchmessern bestückt werden können. Dabei handelt es sich jeweils um ein Feingewinde mit der Steigung von einem Millimeter und den Durchmessern 48 und 22 Millimeter. Die Verbindung der Prüfvorrichtung und der Prüfmaschine muss daher über diese Verschraubung geschehen. Zusätzlich gibt der Hersteller Auskunft über die Größe des Probenraums. Dieser wird durch einen Quader mit den Abmessungen<sup>4</sup> 800 x 750 x 1050 Millimetern beschrieben. Die Abmessungen der Prüfvorrichtung darf diese Größe des Probenraums nicht überschreiten. Der Hersteller begrenzt ein maximales Gewicht für die zu verwendenden Einspannvorrichtungen, bei dem eine fehlerfreie Funktion des Prüfstandes gewährleistet wird. Die Gesamtmasse der Vorrichtung darf 250 Kilogramm nicht überschreiten.

Des Weiteren muss gewährleistet sein, dass sich die zu prüfende Probengeometrie sicher in die Prüfvorrichtung einspannen lässt. Bei der Probengeometrie handelt es sich um einen T-Stoß, der durch ein vertikal und ein horizontal liegendes Rohr begrenzt ist. Durch die prüfstandsbedingte Schwingungseinleitung ist es erforderlich, beide Seiten der Probe mit dem Prüfstand zu verbinden.

Bei der Verwendung einer Schweißverbindung, kann es durch den Wärmeeintrag beim Schweißen und das unterschiedlich schnelle Abkühlen der

---

<sup>4</sup> Die Abmessungen beziehen sich auf Höhe x Breite x Tiefe



Schweißnaht zu einem Verzug kommen. Dieser kann bei der verwendeten Probengeometrie dazu führen, dass die beiden Rohre nicht mehr senkrecht zueinander stehen. Diese Fehlerquelle ist nicht nur auf den Schweißvorgang zurückzuführen, sondern kann auch bei der Probenanfertigung oder der Positionierung der Rohre vor dem Schweißen geschehen. Die dadurch entstehenden Querkkräfte können negative Auswirkung auf den Versuch haben und im schlimmsten Fall auch die Prüfmaschine beschädigen. Die Vorrichtung sollte demzufolge in der Lage sein diese Querkkräfte abzubauen.

Das zu prüfende Bauteil wird bei der Versuchsdurchführung einer definierten Schwingenspielzahl ausgesetzt. Bei dieser Untersuchung ist das Ziel die Wöhlerlinie bei verschiedenen Beanspruchungshöhen aufzunehmen. Die Probe wird demzufolge auch einer hohen Beanspruchung ausgesetzt, welche zum Bruch oder Anriss führt. Die Prüfvorrichtung muss in der Lage sein diesen auftretenden Kräften und der hohen Schwingungsanzahl stand zu halten.

Der Wöhlerversuch verlangt eine Prüfung von sechs bis zehn, hinsichtlich Werkstoff, Gestalt und Bearbeitung völlig gleichwertiger Proben [3]. Nach jedem Versuch wird eine neue Probe in die Prüfvorrichtung eingespannt. Dies setzt voraus, dass die Einspannung einen unkomplizierten Probenwechsel ermöglicht.

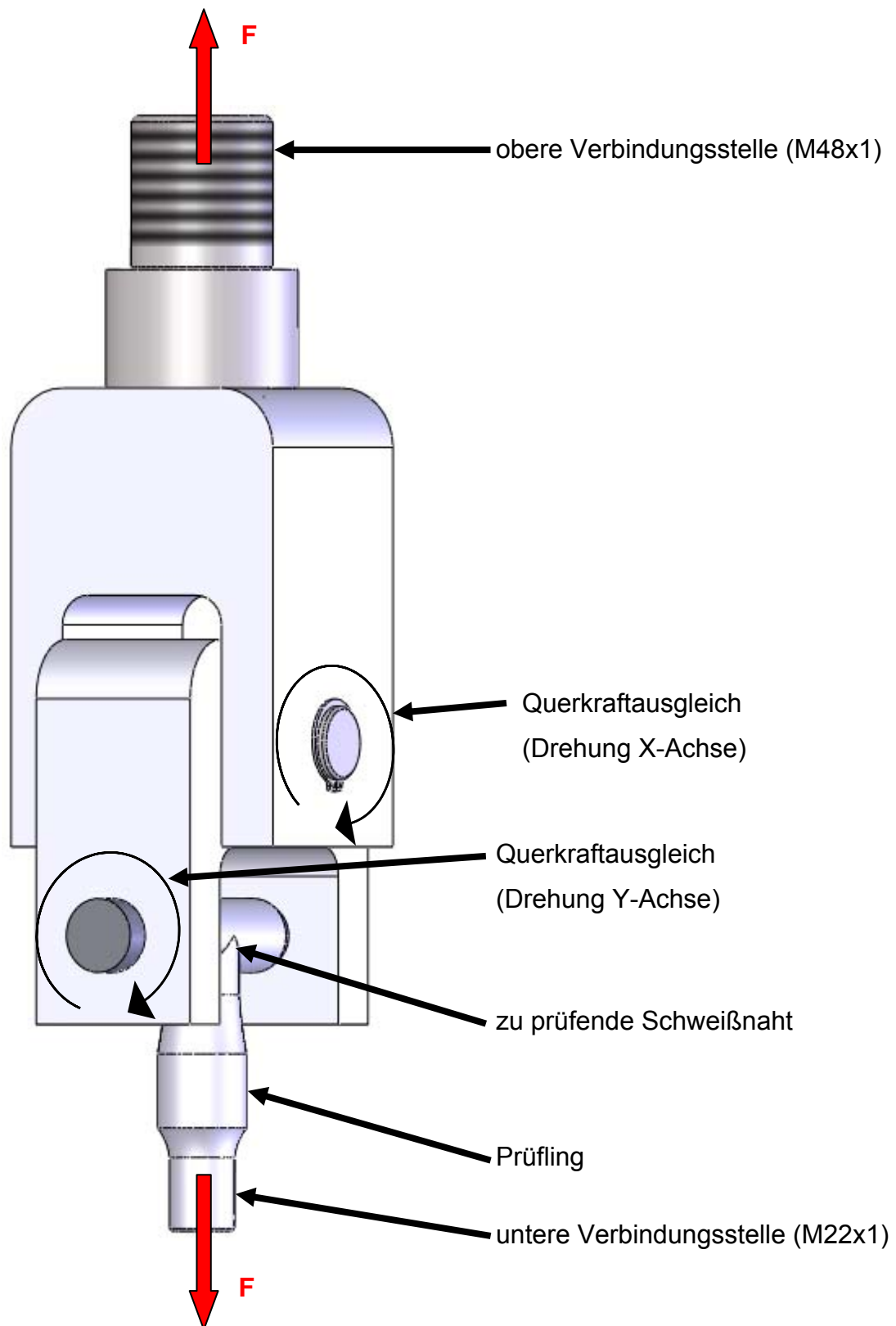
Der Aufbau der Prüfvorrichtung soll möglichst einfach gehalten werden. Dies hat den Hintergrund, die Fertigungskosten gering zu halten und eine Montage ohne großen Aufwand zu gewährleisten.

Ausgehend von den genannten Konstruktionsanforderungen lässt sich eine Anforderungsliste für die Konstruktion der Prüfvorrichtung erstellen.

Anforderung	Merkmal
Resonanzprüfstand	Einhaltung von Anschlussmaßen, Probenraumgröße, max. Gewicht
Prüfvorrichtung	Standhalten der Kräfte, einfacher Probenwechsel, Querkraftbeseitigung
Fertigungskosten	Einfacher Aufbau, somit Verringerung der Kosten

**Tabelle 2:** Anforderungsliste

Um die nachfolgende Konstruktion der Prüfvorrichtung besser verstehen zu können, wird in Abbildung 9 die Funktionsweise, die Krafteinwirkung und der Querkraftausgleich dargestellt. Die Einspannvorrichtung wird über die beiden Verbindungsstellen mit dem Resonanzprüfstand verschraubt. Die Prüfmaschine erzeugt eine Kraft- bzw. Schwingungseinleitung, deren Kraftrichtung anhand der roten Pfeile dargestellt ist. Diese Belastung wird direkt auf den Prüfling übertragen. Der Querkraftausgleich erfolgt über die beiden Bolzenverbindungen, die eine Drehung um die X bzw. Y Achsen zulassen.



**Abbildung 9:** Funktionsweise Prüfvorrichtung

## **5 Konstruktion der Prüfvorrichtung**

In diesem Kapitel soll der Entwurf und die Konstruktion der zu entwickelnden Prüfvorrichtung dargestellt werden. Das zu prüfende Werkstück besteht grundsätzlich aus zwei Rohren, welche im rechten Winkel (T-Stoß) verschweißt sind. Dabei ergeben sich zwei verschiedene Rohrpositionen, welche in die Prüfvorrichtung eingespannt werden müssen. Ein Rohr befindet sich in vertikaler Lage, wobei das andere horizontal positioniert ist. Demzufolge besteht die Vorrichtung aus zwei Teilen: Der vertikalen Spannvorrichtung, welche der Einspannung des vertikalen Rohres dient und der horizontalen Spannvorrichtung, welche für die Einspannung des horizontal liegenden Rohres verantwortlich ist. Aufgrund dieser unterschiedlichen Rohranschlüsse müssen die beiden Konstruktionen getrennt betrachtet werden.

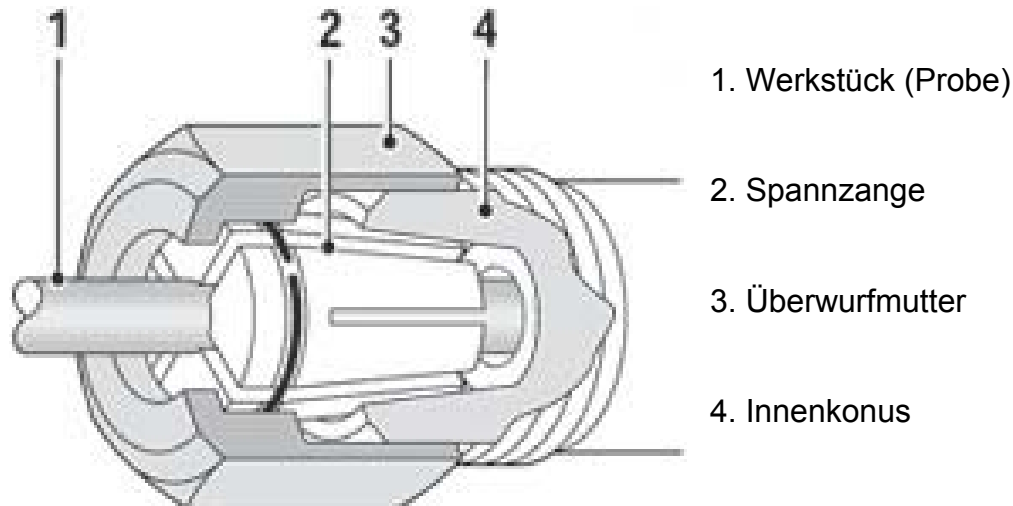
### **5.1 Vertikale Spannvorrichtung**

Die vertikale Spannvorrichtung hat die Aufgabe, dass vertikal liegende Rohr des T-Stoßes zu fixieren und mit der Prüfmaschine zu verbinden. Die Schwingungseinleitung soll mit dieser Spannvorrichtung realisiert werden. Dabei ist es von Vorteil, dass die Probe fest mit dem Schwingantrieb verbunden ist, um eine effektive Schwingungseinleitung zu gewährleisten. Die Probe wird bei der Versuchsdurchführung mit einer definierten Vorlast beansprucht, außerdem muss die Vorrichtung einer Schwingbeanspruchung stand halten. Die Einspannung kann mit verschiedenen Mitteln realisiert werden, die im nächsten Kapitel vorgestellt werden.

#### **5.1.1 Vorstellung der Spannmöglichkeiten**

Bei der Überlegung der verschiedenen Spannmöglichkeiten wurden zunächst die aus der Fertigungstechnik bekannten Spannmittel in Betracht gezogen. Unter anderem wurde über die Verwendung einer Spannzange nachgedacht. Bei einer Spannzange handelt es sich um eine kegelförmige, radial geschlitzte

Hülse, bei der mit Hilfe einer Überwurfmutter ein rundes Werkstück gespannt werden kann (siehe Abbildung 10).



**Abbildung 10:** Spannzange

Da es sich um die Einspannung von Rohren handelt, bei denen durch die hohen Prüfkraften auch hohe Einspannkräfte benötigt werden, müssten besondere Maßnahmen getroffen werden um eine Einspannung zu realisieren. Ein passender Spannsatz für diesen Einsatzzweck wurde nicht gefunden, daher wäre die Neukonstruktion einer solchen Spannzange unumgänglich. Durch den funktionsbedingten Aufbau kann dieses Spannmittel nicht für mehrere Durchmesser verwendet werden. Man benötigt daher für jeden zu spannenden Rohrdurchmesser eine andere Spannzange, damit ist ein eventueller späterer Einsatz bei einer anderen Probengeometrie nicht realisierbar. Die Fertigungskosten für eine solche Vorrichtung wären gegenüber den nicht klar erkennbaren Vorteilen eindeutig zu hoch. Aus diesem Grund wird von diesem Spannmitteln abgesehen.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, wie es bei der Prüfung von Rundproben üblich ist, den Prüfling direkt mit dem Gewinde der Prüfmaschine zu verschrauben. Hierfür ist eine spezielle Anpassung der Probe notwendig. Das vertikal liegende Rohr der Probe muss dabei mit dem passenden Gewinde<sup>5</sup> versehen werden. Dies klingt in erster Linie sehr aufwendig, ist aber bei der

---

<sup>5</sup> Gewinde M22x1

geringen Probenanzahl durchaus umsetzbar. Nachfolgend sollen verschiedene Möglichkeiten vorgestellt und diskutiert werden.

Die einfachste Möglichkeit die Probe mit einem Gewinde zu versehen, besteht darin dieses mit Hilfe einer Drehbank direkt auf das Rohr zu schneiden. Diese Variante ist bei dem verwendeten Rohrquerschnitt leider nicht möglich, da der Innendurchmesser des Rohres nur  $\varnothing 22$  mm beträgt.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin einen Gewindebolzen mit dem Ausgangrohr zu verbinden. Die Bolzen stellt eine Verbindung zwischen dem Rohr und der Gewindeaufnahme der Prüfmaschine her. Bei dem Bolzen (siehe Abbildung 11) handelt es sich um ein Drehteil, welches mit dem passenden Gewinde der Prüfstandsaufnahme versehen ist.

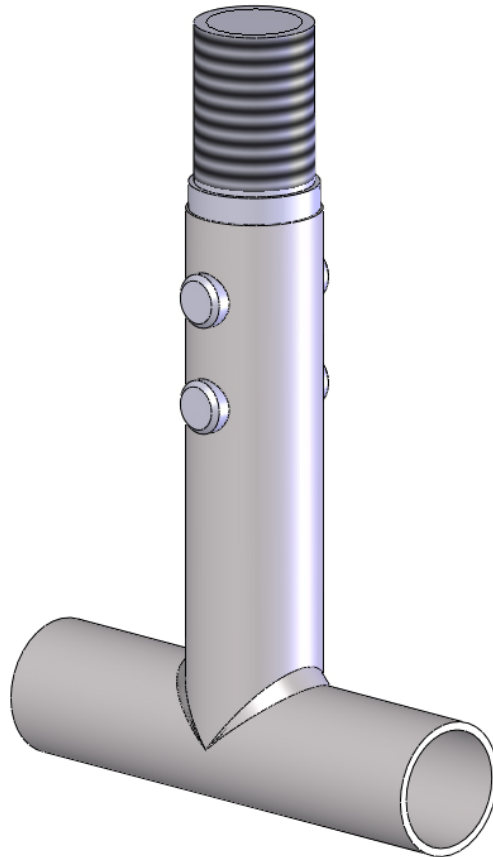


**Abbildung 11:** Gewindebolzen

Dieser Gewindebolzen kann über verschiedene Varianten mit dem Rohr verbunden werden. Diese Verbindungsarten werden nun vorgestellt und diskutiert.

Eine Möglichkeit Bolzen und Rohr zu vereinigen, wäre die Nutzung einer Stiftverbindung. Hierbei dienen kleine Stifte, die durch Rohr und Bolzen

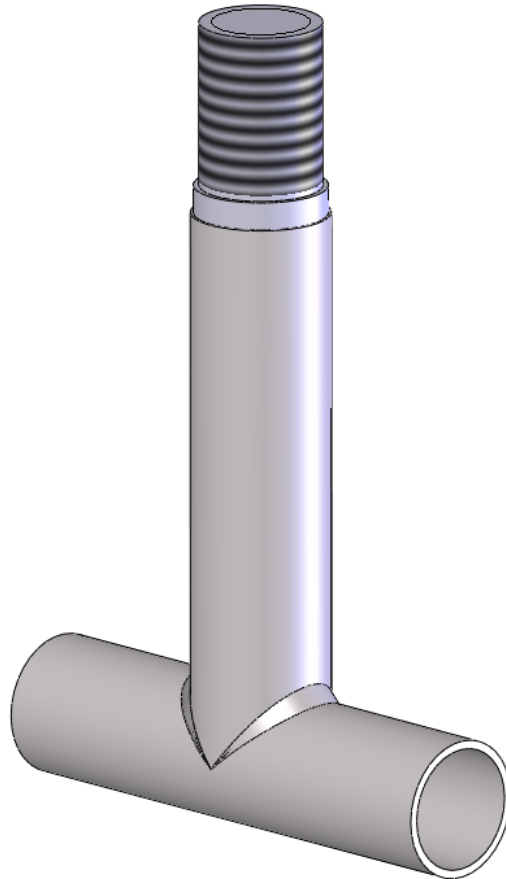
gesteckt werden, der Kraftübertragung (siehe Abbildung 12). Bei der genaueren Betrachtung fällt jedoch auf, dass die Bohrung den Querschnitt des Rohres deutlich schwächt. Da die Bohrung eine Kerbwirkung ausübt, ist diese Stelle sehr empfindlich gegen einen Anriss. Aus diesen Gründen ist auf eine solche Verbindung zu verzichten



**Abbildung 12:** Bolzen über Stiftverbindung

Die Verbindung zwischen Rohr und Bolzen könnte auch mit Hilfe einer Lötverbindung realisiert werden (siehe Abbildung 13). Das Löten definiert sich als ein thermisches Verfahren zum stoffschlüssigen Fügen von Werkstoffen [1]. Hierbei müsste ein Hartlot in den Lötspalt zwischen Bolzen und Rohr gebracht, welches sich durch Diffusion in der Lotstelle ausbreiten würde. Die Dauerfestigkeit einer Hartlötverbindung entspricht ungefähr 50 bis 75% der Dauerfestigkeit des Grundwerkstoffes. Die Festigkeit der Hartlötverbindung sinkt jedoch bei Langzeitbelastung stark gegenüber dem Kurzzeitversuch [1].

Um genaue Werte zu erhalten, müsste die jeweilige Verbindung einer dynamischen Belastung unterzogen werden. Da auf eine solche Untersuchung verzichtet wird, ist das Risiko des Versagens zu ungewiss.



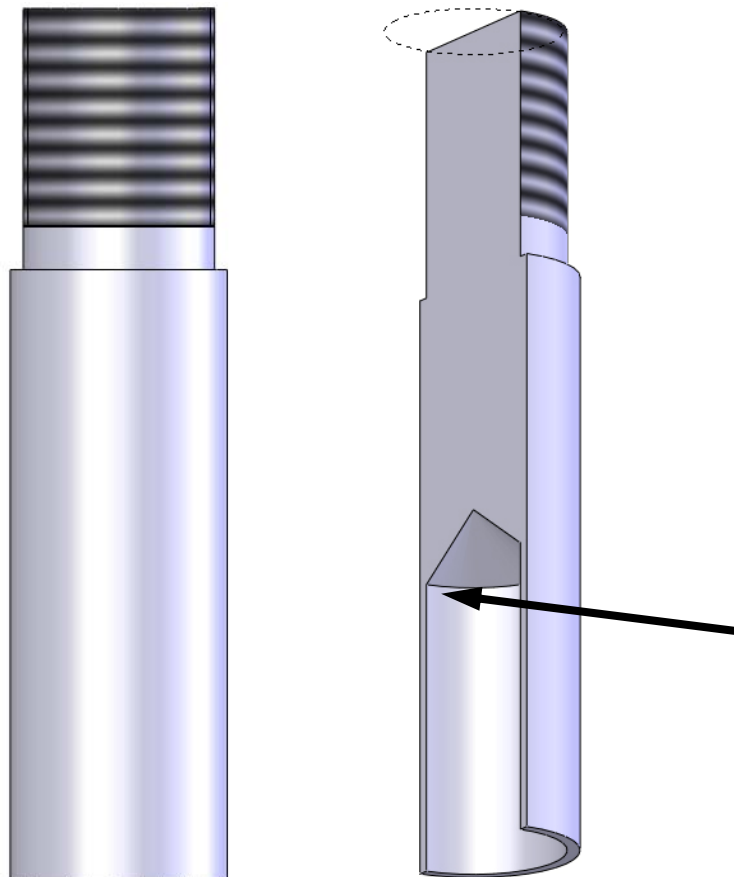
**Abbildung 13:** Bolzen über Lotverbindung

Da es Schwierigkeiten bereitet eine dauerfeste und haltbare Verbindung zwischen dem Bolzen und der Probe herzustellen, kann diese Möglichkeit zur Einspannung nicht in Betracht gezogen werden. Für das Einspannen in den Versuchsstand ist es jedoch erforderlich die Probe mit einem Gewinde zu versehen. Aus diesem Grund bietet sich die Möglichkeit, dass vertikale Rohr durch ein Drehteil nachzubilden und somit allen Anforderungen gerecht zu werden.

Das Drehteil muss in Bezug auf die Geometrie einigen Anforderungen gerecht werden. Die Verbindungsstelle der beiden Rohre muss die gleichen Abmessungen besitzen, wie das Ausgangsrohr. Damit wird realisiert, dass die



Schweißverbindung zwischen Rohr und Drehteil die gleichen Eigenschaften besitzt, wie bei der Verwendung des Präzisionsstahlrohres. Der Gewindeanschluss könnte so direkt an das obere Ende der Probe angebracht werden. Aus diesen Überlegungen entstand eine erste Probengeometrie (siehe Abbildung 12). Die Wandungsstärke wird durch eine Bohrung, die in das Stangenmaterial eingebracht wird, erzeugt. Dabei ist bei genauerer Betrachtung jedoch zu erkennen, dass eine erhebliche Kerbwirkung entsteht (siehe Pfeil). Die Berechnung und Analyse ist jedoch nur schwer von Hand möglich. Aus diesem Grund wird auf das im SolidWorks 2009 enthaltene SolidWorks Simulation zurückgegriffen.



**Abbildung 14:** vorläufige Probendarstellung Normal und im Schnitt

### 5.1.2 Analyse und Optimierung durch SolidWorks Simulation

Die SolidWorks Simulation Software soll Aufschluss über die Spannungsverteilung bei einer Zugbelastung geben. Das im SolidWorks 2009 modellierte Drehteil wird mit Hilfe der Software einer statischen Zugkraft ausgesetzt. Dabei sollen Erkenntnisse über die gefährdeten Querschnitte gewonnen werden, um diese bei Bedarf verbessern zu können.

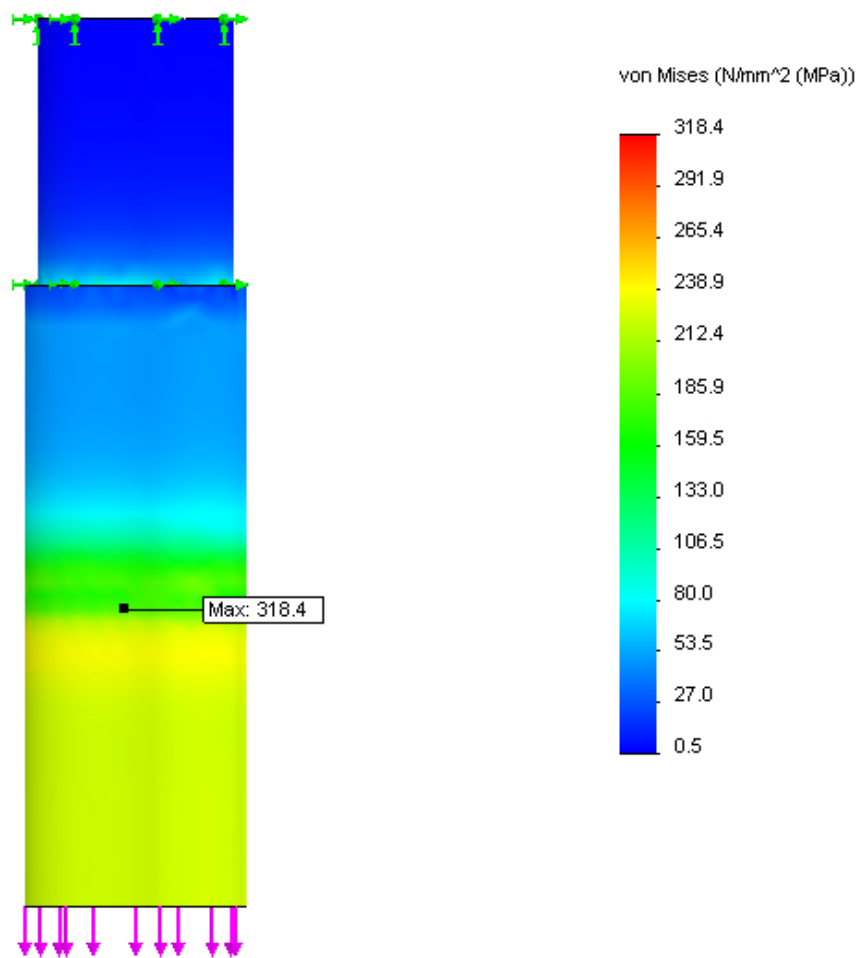
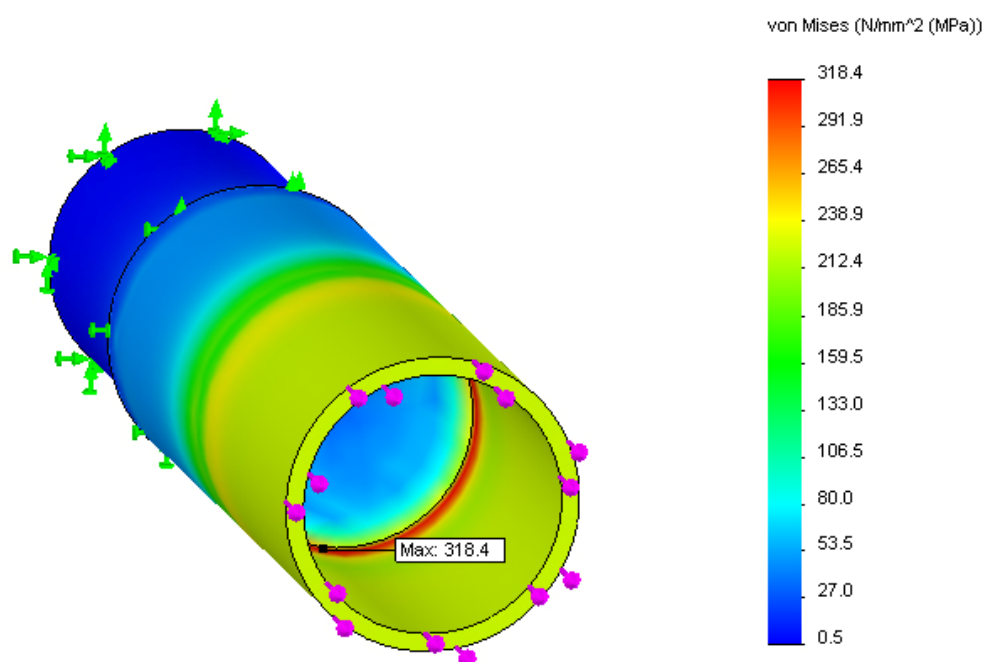
Die Vorgehensweise bei der Analyse ist folgender Maßen. Das Teil, welches sich im SolidWorks befindet kann direkt mit den Prüfkraften belastet werden. Hierbei wird eine feste Einspannung am Gewinde simuliert und eine Kraft auf den unteren Teil der Probe gebracht. Das Ergebnis dieser Simulation ist die Ausgabe der Spannungsverteilung. Diese gibt Aufschluss über die Haltbarkeit der Probe.

Die in Abbildung 15 und 16 dargestellten Spannungsverläufe sind mit einer Kraft von 25 kN belastet worden. Dabei handelt es sich um die Belastung, die annähernd bis zur plastischen Verformung ertragen werden kann. Die Streckgrenze<sup>6</sup> des Materials wird auf den ersten Blick bei Abbildung 15 nicht erreicht. Bei einer genaueren Betrachtung (siehe Abbildung 16) ist jedoch zu erkennen, dass eine Maximale Spannung<sup>7</sup> am Übergangskerb der Bohrung von 318,4 N/mm<sup>2</sup> auftritt. Diese hohe Spannung hätte eine plastische Verformung in diesem Bereich zur Folge, was unweigerlich zur Ausbildung von Anrissen führen würde. Des Weiteren wäre diese hohe Spannungsverteilung sehr ungünstig für eine dynamische Belastung und könnte ein Versagen an diese Stelle als Folge haben. Die Probengestaltung muss mit dieser Erkenntnis optimiert und die Spannungsspitzen abgebaut werden.

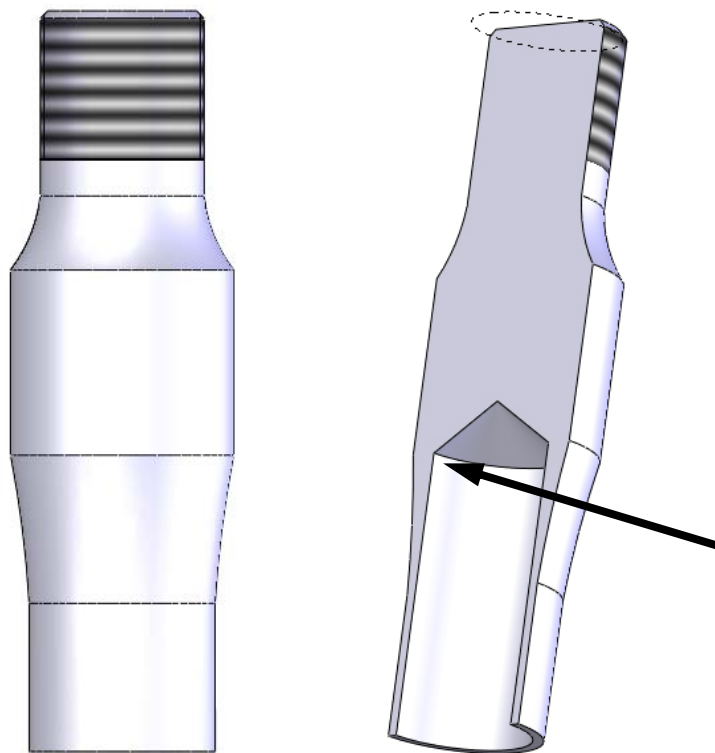
---

<sup>6</sup> Die Streckgrenze des Materials S235JR liegt bei 235 N/mm<sup>2</sup>

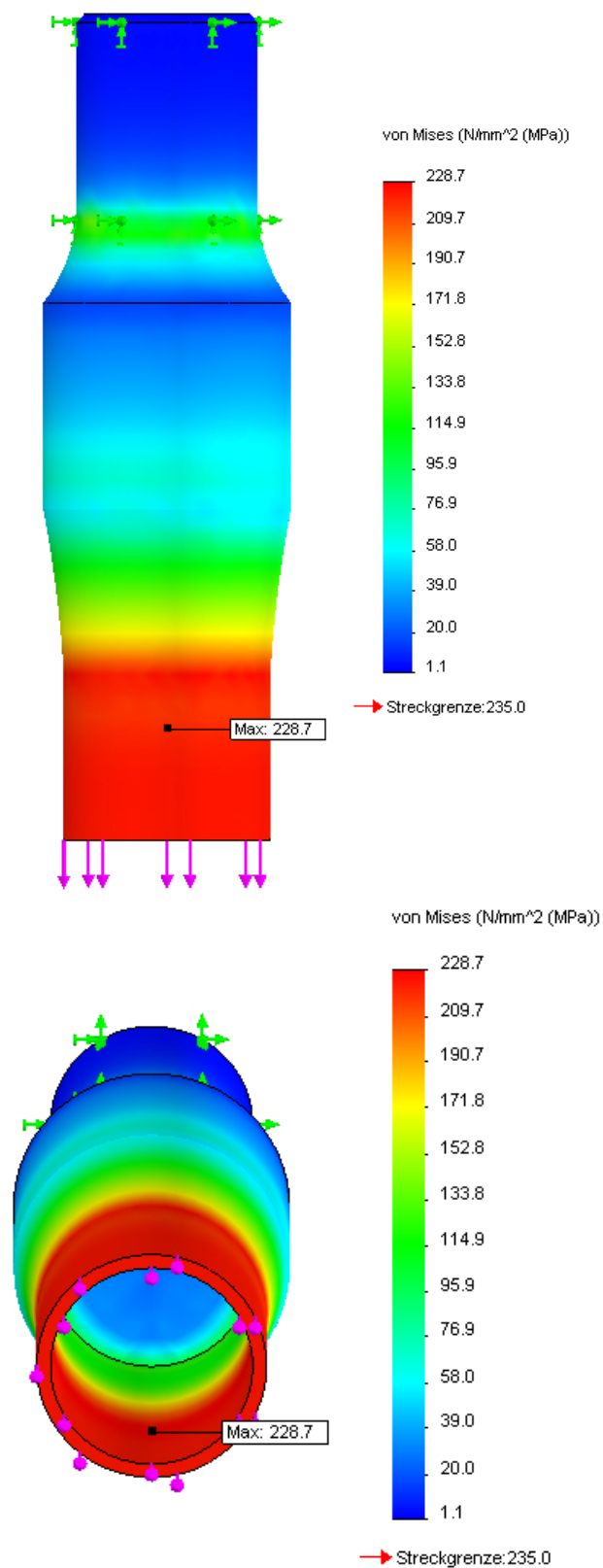
<sup>7</sup> Bei der Spannung handelt es sich um die Von-Mises-Spannung

**Abbildung 15:** Spannungsanalyse Ausgangsprobe**Abbildung 16:** Spannungsanalyse (hohe Spannung an Kerbstelle)

Durch die Spannungsanalyse konnte festgestellt werden, dass die Übergangsstelle von Bohrung zu Vollmaterial zu einem erhöhten Spannungsanstieg führt. Die Probengeometrie muss so angepasst werden, dass ein Abbau dieser Spannungserhöhung zu verzeichnen ist. Aus diesem Grund folgt eine Umgestaltung dieser Geometrie und eine erneute Analyse. Das Hauptaugenmerk bei der Probenumgestaltung wurde auf die Stelle des größten Spannungsanstieges gelegt. Die Kerbstelle wurde in einen größeren Materialquerschnitt verschoben, um dadurch die Spannungen abzubauen (siehe Abbildung 17). Bei der Spannungsanalyse (siehe Abbildung 18) wird verdeutlicht, dass die Maximale Spannung im Bereich des dünnsten Querschnitts und nicht mehr im Kerbgrund vorliegt. Demzufolge kann diese Probengeometrie als Einspannung und für den Dauerfestigkeitsversuch verwendet werden.



**Abbildung 17:** geänderte Probengeometrie



**Abbildung 18:** Spannungsanalyse (maximale Spannung Rohrquerschnitt)

## **5.2 Horizontale Spannvorrichtung**

Da das Spannen der Probe an beiden Seiten gewährleistet sein muss, es ist notwendig auch das horizontal liegende Rohr mit dem Prüfstand zu vereinigen. Die Spannvorrichtung muss so entwickelt werden, dass der runde Querschnitt des Rohres aufgenommen werden kann. Der Prüfling muss einfach und schnell ausgetauscht werden können, da bei dem Dauerfestigkeitsversuch mehrere Proben nacheinander geprüft werden. Durch fertigungsbedingte Abweichungen ist es des Weiteren erforderlich, dass die Vorrichtung diese ausgleichen kann und eine querkraftfreie Übertragung zulässt.

### **5.2.1 Vorstellung der Spannmöglichkeiten der Probe**

Da es sich um die Aufnahme eines runden Rohrquerschnittes handelt, lassen sich grundsätzlich zwei verschiedene Spannverfahren ableiten. Das Fixieren des Rohres kann einerseits außerhalb und andererseits innerhalb des Querschnittes erfolgen. Bei der Spannung außerhalb des Rohres werden jeweils zwei Spannstücke, die mit einer Bohrung versehen sind, über das vertikal liegende Rohr gesteckt, um es so zu fixieren (siehe Abbildung 19). Die Spannung innerhalb des Rohrquerschnittes erfolgt über das Einstecken eines Bolzens, welcher die aufzubringenden Kräfte überträgt (siehe Abbildung 20). Sowohl die innerer als auch die Äußere Spannungsmöglichkeit können als Bolzenverbindungen betrachtet und somit auch berechnet werden. Da es bei diesen Verbindungen drei verschiedene Einbaufälle vorliegen, werden diese im nächsten Kapitel kurz vorgestellt.

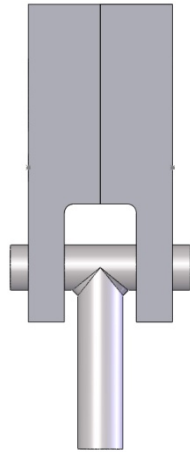


Abbildung 19: Spannung innerhalb

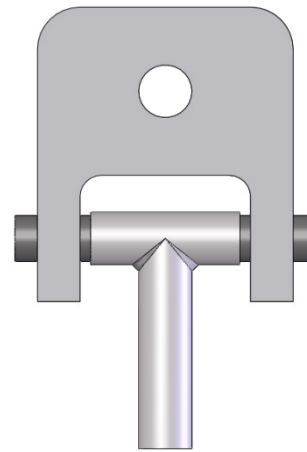


Abbildung 20: Spannung außerhalb

### 5.2.2 Einbaufälle und Biegemomente der Bolzenverbindung

Die Bolzenverbindungen sind meist immer nach dem gleichen Prinzip gestaltet (siehe Abbildung 21). Dies ist auch bei den vorgestellten Einspannungsvarianten (Abbildung 19 und 20) zu erkennen. Dabei kann jeweils die Probe als Stange und die Halterung als Gabel angesehen werden.

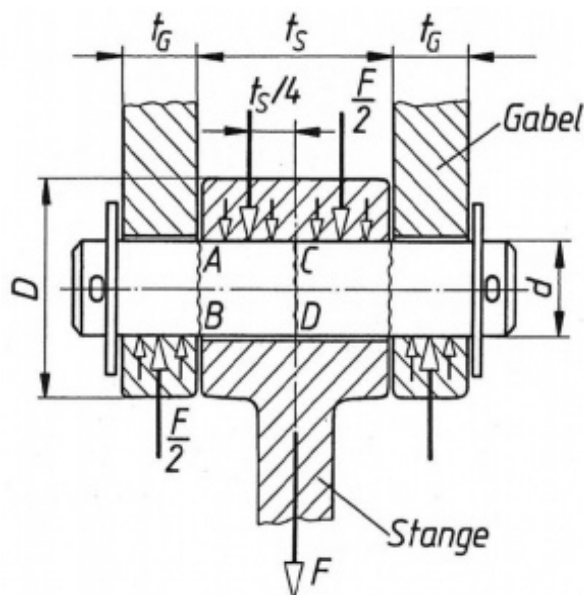


Abbildung 21: Prinzipieller Aufbau einer Bolzenverbindung [1]

Man unterscheidet Bolzenverbindungen allgemein zwischen drei verschiedenen Einbaufällen. Dabei stellt der Bolzen einen geraden Träger dar, der mit einer Stangenkraft  $F$  belastet wird. Es liegen verschiedene Einspannbedingungen vor, die sich nach der Passung zwischen Bolzen und Stangen- bzw. Gabelbohrung richten. Diese haben einen erheblichen Einfluss auf die Größe der im Bolzen auftretenden Biegemomente. Der Einbaufall 1 besagt, dass der Bolzen mit einer Spielpassung in Gabel und Stange sitzt. Dieser kann sich bei einer Belastung ungehindert verformen, somit tritt bei diesem Einbaufall das größte Biegemoment auf. Sobald der Bolzen mit einer Übermaßpassung in der Gabel und einer Spielpassung in der Stange sitzt, kann der Einbaufall 2 angenommen werden. Dies führt zu einer teilweisen Einspannung zwischen den Gabelwangen, wobei die Stangenkraft  $F$  als ungünstige mittige Einzellast angesetzt wird. Bei Einbaufall 3 liegen eine Übermaßpassung in der Stange und eine Spielpassung in der Gabel vor. Die aus der Stange herausragenden Enden des Bolzens werden als einseitig eingespannter, waagerechter Balken angesehen. Das größte Biegemoment wirkt hierbei im Einspannquerschnitt zwischen Gabelende und Stange. Ausgehend von den beschriebenen Zusammenhängen, können die jeweiligen Biegemomente wie folgt berechnet werden [1].

Einbaufall 1: 
$$M_{b \max} = \frac{F \cdot (t_S + 2t_G)}{8}$$

Einbaufall 2: 
$$M_{b \max} = \frac{F \cdot t_S}{8}$$

Einbaufall 3: 
$$M_{b \max} = \frac{F \cdot t_G}{4}$$

Der Vergleich der Einbaufälle zeigt, dass bei einer Übermaßpassung des Bolzens in der Gabel oder in der Stange die Biegebeanspruchung stark herabgesetzt werden kann. Dies erfordert jedoch starke Bauteile und setzt sehr feste Bolzensitze voraus [1].

Da bei den vorliegenden Einspannvarianten ein Wechsel der Probe berücksichtigt werden muss, liegt jeweils zwischen Stange und Gabel eine



Spiepassung vor. Aus diesem Grund muss für die Berechnung der Biegemomente der Einbaufall 1 berücksichtigt werden.

### 5.2.3 Auswahl der Spannvariante

Entscheidend für die Auswahl der Spannmöglichkeit ist die Widerstandsfähigkeit gegenüber den auftretenden Spannungen. Bei der Betrachtung der äußeren Spannvariante fällt auf, dass die Biege- und Schubspannungen direkt auf den Rohrquerschnitt wirken. Da dieser eine geringere Querschnittfläche besitzt ist mit hohen auftretenden Spannungen zu rechnen. Das maximal auftretende Biegemoment kann nach Einbaufall 1 wie folgt berechnet werden.

$$M_{b \max} = \frac{F \cdot (t_s + 2t_G)}{8}$$

$$M_{b \max} = \frac{26000N \cdot (40mm + 2 \cdot 20mm)}{8}$$

$$M_{b \max} = 260.000Nmm$$

Um Aussagen über die Verwendung der äußeren Spannmöglichkeit treffen zu können, ist es erforderlich die maximal auftretende Biegespannung über das Widerstandsmoment und das Biegemoment zu bestimmen und mit der Biegefestigkeit des Rohres zu vergleichen [1].

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(25mm)^4 - (22mm)^4}{25mm}$$

$$W_b = 614,1mm^3$$

$$\sigma_{b \max} = \frac{M_{b \max}}{W_b}$$

$$\sigma_{b \max} = \frac{260.000 Nmm}{614,1 mm^3}$$

$$\sigma_{b \max} = 423,4 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bB} \approx R_m = 360 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b \max} > \sigma_{bB}$$

Die maximale Biegespannung  $\sigma_{b\max}$  liegt deutlich über der zulässigen Biegefestigkeit  $\sigma_{bB}$ . Daraus ist zu erkennen, dass der Werkstoff der Probe dieser Belastung nicht standhalten würde. Es würde nach kürzester Zeit unweigerlich eine Verformung und/oder der Bruch eintreten. Aus diesem Grund müsste ein Bolzen, der die Verformung der Probe verhindert, in das Rohrinne eingbracht werden. Durch diese Erkenntnis wird die Spannung innerhalb des Rohrquerschnittes gewählt, da hier die Biegespannung durch den innen liegenden Bolzen abgebaut werden kann.

## 5.2.4 Konstruktive Auslegung

### 5.2.4.1 Probenaufnahme

Die Lasteinleitung im horizontalen Bereich der Probe erfolgt über einen Bolzen. Dieser wird durch den Prüfling geschoben und von einer Gabel gehalten (siehe Abbildung 20). Da bei einem Probenwechsel der Bolzen aus Gabel und Prüfling entfernt werden muss, ist es erforderlich eine Spielpassung zu verwenden.

Zunächst erfolgt die Auslegung des Bolzens der Probenaufnahme. Dieser wird aufgrund der Vorspannkraft einer statischen Belastung unterzogen. Bei der Versuchsdurchführung selbst wird dieser einer schwingenden Belastung ausgesetzt, daher ist eine Auslegung auf Dauerfestigkeit erforderlich. Ausgehend von den Toleranzen des Rohrinne durchmessers und den fertigungsbedingten Abweichungen wurde der Bolzendurchmesser

( $d=\varnothing 21,5\text{mm}$ ) festgelegt. Anhand der Probenabmessung erfolge die Festlegung der Stangendicke ( $t_S=80\text{mm}$ ). Es wurde des Weiteren die Gabeldicke ( $t_G=20\text{mm}$ ) festgelegt, welche nachfolgend noch berechnet wird. Die konstruktive Auslegung der Vorrichtung soll mit einer maximalen Kraft von 30kN geschehen. Aus diesen Festlegungen kann das Maximale Biegemoment für den Einbaufall 1 wie folgt berechnet werden.

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_S + 2t_G)}{8} = \frac{30.000\text{N} \cdot (80\text{mm} + 2 \cdot 20\text{mm})}{8}$$

$$M_{b\max} = 450.000\text{Nmm}$$

#### *Statischer Festigkeitsnachweis der Bolzenverbindung*

Zunächst erfolgt der statische Festigkeitsnachweis um ein Fließen des Werkstoffes zu vermeiden.

#### *Berechnung der maximalen Biege- und Scherspannung [1]*

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot (21,5\text{mm})^3$$

$$W_b = 975,7\text{mm}^3$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (21,5\text{mm})^2$$

$$A_S = 363,1\text{mm}^2$$

$$\sigma_{b\max} = \frac{M_{b\max}}{W_b} = \frac{450.000\text{Nmm}}{975,7\text{mm}^3}$$

$$\sigma_{b\max} = 461,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{s\max} = \frac{F}{2 \cdot A_S} = \frac{30.000N}{2 \cdot 363,1\text{mm}^2}$$

$$\tau_{s\max} = 41,3 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Für die vorliegende Beanspruchung wurde der Bolzenwerkstoff 34CrNiMo4<sup>8</sup> gewählt. Da bei zunehmender Bauteilgröße ein Festigkeitsabfall zu verzeichnen ist, werden die Festigkeitswerte des Werkstoffs mit dem Größeneinflussfaktor  $k_t$  umgerechnet [1].

$$k_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{d}{16\text{mm}}\right) = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{21,5\text{mm}}{16\text{mm}}\right)$$

$$k_t = 0,97$$

$$R_{eN} = 1000 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = R_{eN} \cdot k_t = 1000 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 0,97$$

$$R_e = 970 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Bei der statischen Festigkeitsberechnung ergeben sich für die Biegefließgrenze  $\sigma_{bF}$  und die Scherfließgrenze  $\tau_{sF}$  folgende Zusammenhänge[1]:

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 970 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bF} \approx 1164 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{sF} \approx 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 970 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

---

<sup>8</sup> Bei dem Werkstoff 34CrNiMo4 handelt es sich um einen Vergütungsstahl

$$\tau_{sF} \approx 562,6 \frac{N}{mm^2}$$

Die Statische Sicherheit gegen Fließen berechnet sich über die ertragbaren und vorhandenen Spannungen wie folgt [1]:

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b \max}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{s \max}}{\tau_{sF}}\right)^2}}$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{461,2 \frac{N}{mm^2}}{1164 \frac{N}{mm^2}}\right)^2 + \left(\frac{41,3 \frac{N}{mm^2}}{562,6 \frac{N}{mm^2}}\right)^2}}$$

$$S_F = 2,48$$

Der Bolzen besitzt eine ausreichend große Sicherheit gegen Fließen, somit tritt bei der auftretenden Belastung keine Verformung ein.

#### *Dauerfestigkeit des Bolzens*

Die Dauerfestigkeitsuntersuchung wird im Zugschwellbereich durchgeführt. Aus diesem Grund kann eine schwellende Belastung angenommen werden.

$$\sigma_{b \text{ Sch } N} = 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b \text{ Sch}} = \sigma_{b \text{ Sch } N} \cdot k_t = 900 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,97$$

$$\sigma_{b \text{ Sch}} = 873 \frac{N}{mm^2}$$

Die Dauerfestigkeitskennwerte eines Werkstoffs beziehen sich auf den „idealen“ Probestab. Für die Festigkeitsberechnung bei dynamischer Belastung ist es

notwendig diese Kennwerte um alle Einflussgrößen abzumindern, um so die Gestaltdauerfestigkeit zu bestimmen. Der Abminderungsfaktor, auch Konstruktionsfaktor  $K_D$  genannt, setzt sich aus dem geometrischen Größeneinflussfaktor  $K_g$ , dem Oberflächenfaktor  $K_{O\sigma}$ , dem Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung  $K_V$  und der Kerbwirkungszahl  $\beta_K$  folgendermaßen zusammen [1]:

$$\beta_{kb} = 1$$

$$K_g = 0,93$$

$$K_{O\sigma} = 0,88$$

$$K_V = 1$$

$$K_{Db} = \left( \frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left( \frac{1}{0,93} + \frac{1}{0,88} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1}$$

$$K_{Db} = 1,21$$

$$\sigma_{b \text{ G Sch}} = \frac{\sigma_{b \text{ Sch}}}{K_{Db}} = \frac{873 \frac{N}{mm^2}}{1,21}$$

$$\sigma_{b \text{ G Sch}} = 721,5 \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit gegen Dauerfestigkeit berechnet sich aus dem Verhältnis der ertragbaren zur vorhanden Spannung.

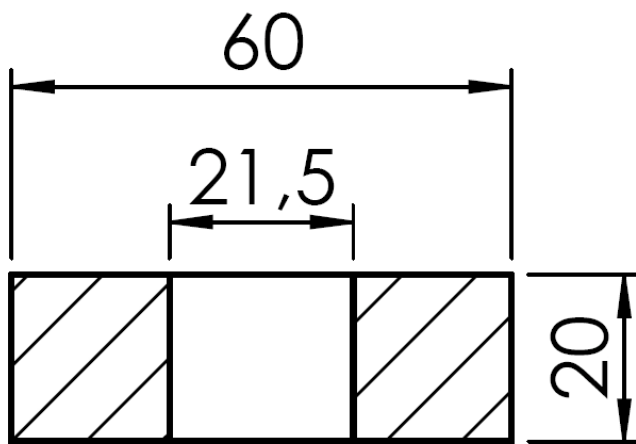
$$S_D = \frac{\sigma_{b \text{ G Sch}}}{\sigma_{b \text{ max}}} = \frac{721,5 \frac{N}{mm^2}}{461,2 \frac{N}{mm^2}}$$

$$S_D = 1,56$$

Es ist eine ausreichende Sicherheit gegen Dauerfestigkeit gegeben, damit ist der Nachweis für den Bolzen der Probenaufnahme erbracht.

*Auslegung der Gabel*

Für die Auslegung der Gabel wird angenommen, dass der Bolzen eine Zugbelastung auf den Gabelquerschnitt ausübt. Hierbei befindet sich der kleinste Querschnitt im Bereich der Lochmitte. Die Abbildung 22 zeigt die Querschnittsfläche der Gabelbohrung und gibt die für die Flächenberechnung wichtigen Abmaße an. Über diese Fläche wird die Zugspannung in diesem Bereich bestimmt. Der Abstand von Lochmitte zum Rand der Gabel wird durch den Augen-Durchmesser beschrieben. Dieser beträgt erfahrungsgemäß das 2,5 fache des Bolzendurchmessers [1].



**Abbildung 22:** Querschnittsfläche der Gabelbohrung

*Zugspannung im Gabelquerschnitt*

$$A_G = (60\text{mm} - 21,5\text{mm}) \cdot 20\text{mm}$$

$$A_G = 770\text{mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{F}{2 \cdot A_G} = \frac{30.000\text{N}}{2 \cdot 770\text{mm}^2}$$

$$\sigma_z = 19,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

*Flächenpressung*

$$A_{proj} = 2 \cdot d \cdot t_G = 2 \cdot 21,5\text{mm} \cdot 20\text{mm}$$

$$A_{proj} = 860\text{mm}^2$$

$$p = \frac{F}{A_{proj}} = \frac{30.000\text{N}}{860\text{mm}^2} \leq p_{zul}$$

$$p = 34,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die zulässige Flächenpressung kann für nicht gleitende Flächen, bei einer schwellenden Belastung folgendermaßen berechnet werden [1]. Als Gabelwerkstoff wurde E295 gewählt.

$$p_{zul} = 0,25 \cdot R_m = 0,25 \cdot 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{zul} = 122,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die zulässige Flächenpressung ist deutlich höher als die vorhandene mittlere Flächenpressung. Die zulässige Zugspannung  $\sigma_{z \text{ zul}}$  wird durch die Streckgrenze des Gabelwerkstoffes E295 charakterisiert. Diese liegt mit  $235\text{N/mm}^2$  deutlich über der im geringsten Querschnitt vorhandenen Zugspannung. Aus diesem Grund ist eine genügend große Festigkeit der Gabelwangen gegeben.

#### 5.2.4.2 Gelenk

##### *Querkraftfreie Einleitung*

Bei der Krafteinleitung kann es zum Auftreten von Querkräften kommen. Diese müssen durch die Gestaltung der Prüfvorrichtung abgebaut werden. Dabei ist es notwendig, dass die Vorrichtung eine Abweichung in den Raumrichtungen X und Y ausgleichen kann. Die Probenaufnahme stellt bereits einen der beiden



Freiheitsgrade bereit. Der zweite Freiheitsgrad wird durch eine weitere Bolzenverbindung erreicht, bei der die Probenaufnahme als Stange berücksichtigt wird.

### *Berechnung und Vergleich der Biegemomente*

#### Einbaufall 1

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_s + 2t_G)}{8}$$

$$M_{b\max} = \frac{30.000N \cdot (60mm + 2 \cdot 20mm)}{8}$$

$$M_{b\max} = 375.000Nmm$$

#### Einbaufall 2

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot t_s}{8}$$

$$M_{b\max} = \frac{30.000N \cdot 60mm}{8}$$

$$M_{b\max} = 225.000Nmm$$

#### Einbaufall 3

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot t_G}{4}$$

$$M_{b\max} = \frac{30.000N \cdot 20mm}{4}$$

$$M_{b\max} = 150.000Nmm$$

Der Vergleich der Einbaufälle zeigt, dass das maximal auftretende Biegemoment bei Einbaufall 3 am geringsten ist. Für diesen Einbaufall ist eine Übermaßpassung zwischen Bolzen und Stange erforderlich. Der Bolzen muss dafür mit Hilfe von erwärmen und abkühlen der Bauteile und unter Verwendung hoher Kräfte eingepresst werden. Diese Übermaßpassung ist mit einem sehr hohen Fertigungsaufwand verbunden. Da diese Vorrichtung an der Hochschule Mittweida gefertigt werden soll, wird trotz des hohen auftretenden Biegemoments der Einbaufall 1 gewählt.

$$\sigma_{b \max} = \frac{M_{b \max}}{W_b} = \frac{375.000 N}{\frac{\pi}{32} \cdot 25^3} = 244,5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{s \max} = \frac{F}{2 \cdot A_s} = \frac{30.000 N}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (21,5 mm)^2} = 30,6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 360 \frac{N}{mm^2} =$$

$$\tau_{sF} \approx 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 360 \frac{N}{mm^2} =$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b \max}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{s \max}}{\tau_{sF}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{244,5 \frac{N}{mm^2}}{432 \frac{N}{mm^2}}\right)^2 + \left(\frac{30,6 \frac{N}{mm^2}}{208,8 \frac{N}{mm^2}}\right)^2}} = 1,71$$

### *Dauerfestigkeit des Bolzens*

$$\sigma_{b \text{ Sch } N} = 430 \frac{N}{mm^2}$$

$$\beta_{kb} = 1$$

$$K_g = 0,92$$

$$K_{O\sigma} = 0,9$$

$$K_V = 1$$

$$K_{Db} = \left( \frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1,2$$

$$\sigma_{b \ G \ Sch} = \frac{\sigma_{b \ Sch \ N} \cdot k_t}{K_{Db}} = \frac{430 \frac{N}{mm^2} \cdot 1}{1,2} = 358,3 \frac{N}{mm^2}$$

*Sicherheit gegen Dauerfestigkeit*

$$S_D = \frac{\sigma_{b \ G \ Sch}}{\sigma_{b \ max}} = \frac{358,3 \frac{N}{mm^2}}{244,5 \frac{N}{mm^2}} = 1,47$$

Für den Bolzen wurde der Werkstoff E360 gewählt. Dieser weist eine ausreichende Sicherheit gegen Dauerfestigkeit auf und kann somit verwendet werden.

Die Auslegung der Gabel erfolgt analog zur Gestaltung der Probenaufnahme. Der größere Durchmesser des Bolzens wirkt sich nur geringfügig auf die Querschnittsfläche der Gabel aus. Die Flächenpressung nimmt mit zunehmendem Bolzendurchmesser ab. Aus diesem Grund kann der Werkstoff und die Abmessungen der Gabel analog zur Probenaufnahme gestaltet werden.

*Auslegung Gewindebolzen*

Damit eine Verbindung zwischen dem Dauerfestigkeitsprüfstand und der Prüfvorrichtung hergestellt werden kann, ist es erforderlich die Gabel des Gelenks mit einem Gewindebolzen zu versehen. Dieser wird über die Gewindeaufnahme mit dem Prüfstand verschraubt. Das mitgelieferte Zubehör des Dauerfestigkeitsprüfstandes beinhaltet unter anderem einen Gewindebolzen (siehe Abbildung 23), der für die Einspannung genutzt werden kann. Demzufolge können Fertigungs- und Materialkosten eingespart werden. Das Zubehör des Resoanprüfstandes ist für maximale Prüfkräfte von 150kN ausgelegt, da die zu entwickelnde Prüfvorrichtung nur 30kN standhalten muss, ist ein Festigkeitsnachweis des Bolzens nicht erforderlich. Es ist jedoch

notwendig, die Gewindefestigkeit der Gabelbohrung nachzuweisen. Der Nachweis wird über die Flächenpressung des Gewindes erbracht [1].

$$p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{zul}$$

$$F = 30.000N$$

$$P = 3mm \quad \text{für M10x3}$$

$$l_1 = 35mm \quad \text{für Bolzen}$$

$$d_2 = 40,051mm \quad \text{für M10x3}$$

$$H_1 = 1,624mm \quad \text{für M10x3}$$

$$p = \frac{30.000N \cdot 3mm}{35mm \cdot 40,051mm \cdot \pi \cdot 1,624mm}$$

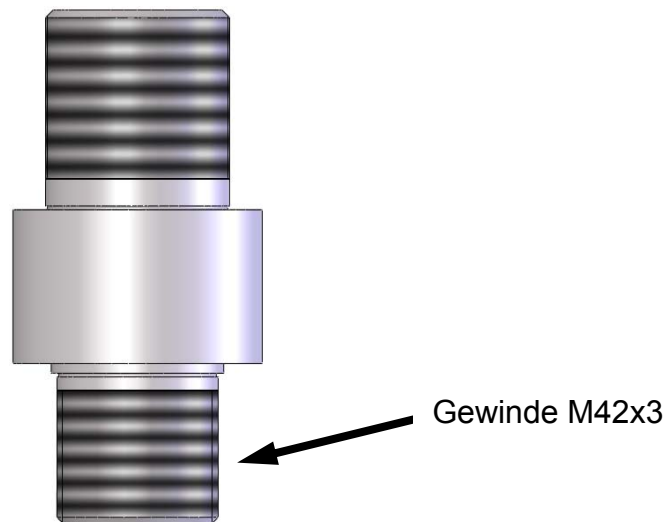
$$p = 12,4 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Flächenpressung berechnet sich für eine schwellende Beanspruchung näherungsweise über die Streckgrenze des festigkeitsmäßig schwächeren Werkstoffs [7]. Der Gabelwerkstoff ist festigkeitsmäßig schwächer, da der Bolzen für höhere Kräfte ausgelegt ist.

$$p_{zul} \approx \frac{R_e}{2} = \frac{235 \frac{N}{mm^2}}{2}$$

$$p_{zul} \approx 117,5 \frac{N}{mm^2}$$

Die vorhandene Flächenpressung liegt deutlich unter der zulässigen Flächenpressung, somit ist der Festigkeitsnachweis für das Gewinde der Gabelbohrung erbracht.



**Abbildung 23:** Gewindebolzen

Anhand der Dimensionierung der Querschnitte und der Auswahl der Werkstoffe, kann die Konstruktion angefertigt werden.

#### **5.2.5 Korrosionsschutz**

Die entwickelte Spannvorrichtung, ist durch die mechanische Bearbeitung einer starken Korrosion ausgesetzt. Diese könnte im Laufe der Zeit eine Einschränkung der bewegten Teile hervorrufen. Für die Bolzenverbindungen, welche für den Probenwechsel und den Querkraftausgleich benötigt werden, wäre eine verminderte Bewegungsfreiheit auf Grund von Korrosion für die Funktion der Vorrichtung nicht akzeptabel. Die Einspannvorrichtung wird in dem Prüflabor keinen starken Umwelteinflüssen ausgesetzt. Aus diesem Grund ist es ausreichend den Werkstoff mit einer dünnen Schutzschicht zu versehen. Für die Oberflächenbehandlung bietet sich das Brünieren<sup>9</sup> an, da der Oberflächenschutz für diese Umgebungsbedingungen völlig ausreichend ist. Desweiteren bleibt durch die geringe Schichtdicke die Maßhaltigkeit des Werkstückes erhalten und es treten keine Passungsprobleme auf.

---

<sup>9</sup> Das Verfahren ist in der DIN 50938 normiert.

### 5.2.6. Gewichtsverteilung

Die Gesamtmasse der Prüfvorrichtung darf laut Herstellerangaben ein maximales Gewicht von 250 Kg nicht überschreiten. Bei der Betrachtung der Bauteilgröße ist unschwer zu erkennen, dass dieses keineswegs erreicht wird. Mit Hilfe der Konstruktionssoftware kann eine Massebestimmung erfolgen. In der Tabelle 3 sollen die Gewichtsverteilungen dargestellt und ein Ausblick über die Gesamtmasse gegeben werden.

Teil	Gewicht
Gewindebolzen	2,20 Kg
Bügel	5,87 Kg
Probenaufnahme	4,60 Kg
Bolzen	0,40 Kg
Steckbolzen	0,43 Kg
Probe	0,34 Kg
<b>Gesamt</b>	<b>13,84 Kg</b>

**Tabelle 3:** Gewichtsverteilung der Prüfvorrichtung

Das Gesamtgewicht der Prüfvorrichtung beläuft sich auf geschätzte 13,84 Kg. Der reale Wert kann von dem ermittelten leicht abweichen.

## 6 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine Einspannvorrichtung für das Prüfen einer Rohrverbindung entwickelt. Darüber hinaus erfolge eine Auslegung der Prüfkraft und somit wurden Anhaltspunkte für die Versuchsdurchführung festgelegt. Desweiteren wurde auf die Anfertigung der Proben eingegangen, um einen fehlerfreie Herstellung zu gewährleisten. Die Vorstellung der Verfahren zur Schweißnahtüberprüfung soll dazu beitragen, die Fertigungsfehler bezüglich der Schweißnaht einzugrenzen.

Die Prüfvorrichtung wurde für eine maximale Kraft von 30kN ausgelegt. Aus diesem Grund darf keine Belastung über diese Grenzkraft erfolgen, da ansonsten eine Verformung beziehungsweise Zerstörung der Prüfvorrichtung auftreten kann.

Mit der Anfertigung der Prüfvorrichtung wurde der Grundstein für die Dauerfestigkeitsuntersuchung an den geschweißten Rohrverbindungen gelegt. Die Versuchsdurchführung ist jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit. Diese soll jedoch einen Beitrag zur künftigen Dauerfestigkeitsuntersuchung darstellen. Des Weiteren können die gewonnenen Erkenntnisse zukünftig sowohl für die Versuchsvorbereitung, als auch für die Versuchsauswertung genutzt werden.

## **Anlage A: FEM-Berichte SolidWorks Simulation**

- A.1 FEM-Bericht der Ausgangsprobe
- A.2 FEM-Bericht der Spannung-Vertikal



## A.1 Analyse-Bericht der Ausgangsprobe

**Beschreibung**

Zusammenfassung der FEM-Analyse über Ausgangsprobe

**Studieneigenschaften**

Studienname	Studie 1
Analyseart	Static
Vernetzungstyp:	Volumenkörpervernetzung
Solver-Typ	FFEPlus
Inplane-Auswirkung:	Aus
Soft Spring:	Aus
Massenträgheitsentlastung:	Aus
Thermische Auswirkung:	Temperatur eingeben
Temperatur bei Nulldehnung	25.000000
Einheiten	Celsius
Flüssigkeitsdruckauswirkungen von SolidWorks Flow Simulation einbeziehen	Aus
Reibung:	Aus
Abstand für Oberflächenkontaktstelle ignorieren	Aus
Adaptive Methode verwenden:	Aus

**Einheiten**

Einheitensystem:	SI
Länge/Verschiebung	m
Temperatur	Celsius
Winkelgeschwindigkeit	rad/s
Spannung/Druck	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

**Materialeigenschaften**

Nr.	Körpername	Material	Masse	Volumen
1	Teil2	[SW]S235JR	0.243497 kg	3.1623e-005 m <sup>3</sup>

Materialname:	[SW]S235JR
Beschreibung:	
Materialquelle:	
Materialmodellart:	Linear Elastisch Isotrop
Standardversagenskriterium:	Unbekannt
Anwendungsdaten:	

Eigenschaftsname	Wert	Einheiten	Werttyp
Elastizitätsmodul	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Poissonsche Zahl	0.28	NA	Konstante
Schubmodul	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Konstante

Massendichte	7700	kg/m <sup>3</sup>	Konstante
Zugfestigkeit	3.6e+008	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Fließgrenze	2.35e+008	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Wärmeausdehnungskoeffizient	1.3e-005	/Kelvin	Konstante
Wärmeleitfähigkeit	50	W/(m.K)	Konstante
Spezifische Wärme	460	J/(kg.K)	Konstante
Härtungsfaktor (0.0-1.0; 0.0=isotrop; 1.0=kinematisch)	1	NA	Konstante

## Lasten und Lager

### Einspannung

Lagername	Auswahlsatz	Beschreibung
Einspannung-1 <1>	auf 1 Fläche(n) fixiert	

### Last

Lastname	Auswahlsatz	Lastart	Beschreibung
Kraft/Drehmoment-1 <1>	auf 1 Fläche(n) Normalkraft anwenden -25000 N Gleichmäßige Verteilung verwenden	Sequentielle Belastung	

## Vernetzungsinformationen

Vernetzungstyp:	Volumenkörpervernetzung
Verwendeter Vernetzungstyp:	Standardnetz
Automatischer Übergang:	Aus
Glatte Oberfläche:	Ein
Jacobi-Prüfung:	4 Points
Elementgröße:	3.1634 mm
Toleranz:	0.15817 mm
Qualität:	Hoch
Anzahl der Elemente:	7821
Anzahl der Knoten:	12770
Dauer bis zur Beendigung der Vernetzung (hh:mm:ss):	00:00:01
Rechnername:	OLIVER-DPC

## Reaktionskräfte

Auswahlsatz	Einheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Ganzer Körper	N	0.0140352	24786.4	0.061842	24786.4

## Freie Körperkräfte

Auswahlsatz	Einheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Ganzer Körper	N	-0.000910997	0.0296196	-0.00124709	0.0296599

**Freies Körpermoment**

Auswahlsatz	Einheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Ganzer Körper	N-m	0	0	0	1e-033

**Studienergebnisse**

## Standardergebnisse

Name	Typ	Min.	Position	Max.	Position
Spannung1	VON: Von-Mises-Spannung	0.512585 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Knoten: 831	(2.95516 mm, -4.09615e- 005 mm, -6.36113 mm)	318.39 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Knoten: 12760	(-1.43511 mm, -66.4726 mm, -10.9007 mm)
Verschiebung1	URES: Resultierende Verschiebung	0 m Knoten: 231	(5.5 mm, -30 mm, 9.52628 mm)	5.05749e-005 m Knoten: 407	(9.81603 mm, -110 mm, -6.46031 mm)
Dehnung1	ESTRN: Äquivalente Dehnung	2.38175e- 006 Element: 2674	(-6.72599 mm, -0.570631 mm, -1.46322 mm)	0.00117865 Element: 7198	(6.17752 mm, -68.8528 mm, 8.28268 mm)

## A.2 Analyse-Bericht der Spannung-Vertikal

**Beschreibung**

Zusammenfassung der FEM-Analyse über Spannung-Vertikal

**Studieneigenschaften**

Studienname	Studie 1
Analyseart	Static
Vernetzungstyp:	Volumenkörpervernetzung
Solver-Typ	FFEPlus
Inplane-Auswirkung:	Aus
Soft Spring:	Aus
Massenträgheitsentlastung:	Aus
Thermische Auswirkung:	Temperatur eingeben
Temperatur bei Nulldehnung	25.000000
Einheiten	Celsius
Flüssigkeitsdruckauswirkungen von SolidWorks Flow Simulation einbeziehen	Aus
Reibung:	Aus
Abstand für Oberflächenkontaktstelle ignorieren	Aus
Adaptive Methode verwenden:	Aus

**Einheiten**

Einheitensystem:	SI
Länge/Verschiebung	m
Temperatur	Celsius
Winkelgeschwindigkeit	rad/s
Spannung/Druck	N/mm <sup>2</sup> (MPa)

**Materialeigenschaften**

Nr.	Körpername	Material	Masse	Volumen
1	Spannung-vertikal	[SW]S235JR	0.287717 kg	3.73659e-005 m <sup>3</sup>

Materialname:	[SW]S235JR
Beschreibung:	
Materialquelle:	
Materialmodellart:	Linear Elastisch Isotrop
Standardversagenskriterium:	Unbekannt
Anwendungsdaten:	

Eigenschaftsname	Wert	Einheiten	Werttyp
Elastizitätsmodul	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Poissonsche Zahl	0.28	NA	Konstante
Schubmodul	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Massendichte	7700	kg/m <sup>3</sup>	Konstante
Zugfestigkeit	3.6e+008	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Fließgrenze	2.35e+008	N/m <sup>2</sup>	Konstante
Wärmeausdehnungskoeffizient	1.3e-005	/Kelvin	Konstante
Wärmeleitfähigkeit	50	W/(m.K)	Konstante
Spezifische Wärme	460	J/(kg.K)	Konstante
Härtungsfaktor (0.0-1.0; 0.0=isotrop; 1.0=kinematisch)	1	NA	Konstante

## Lasten und Lager

### Einspannung

Lagername	Auswahlsatz	Beschreibung
Einspannung-1 <Spannung-vertikal>	auf 1 Fläche(n) fixiert	Einspannung am Gewinde

### Last

Lastname	Auswahlsatz	Lastart	Beschreibung
Kraft/Drehmoment-1 <Spannung-vertikal>	auf 1 Fläche(n) Normalkraft anwenden -25000 N Gleichmäßige Verteilung verwenden	Sequentielle Belastung	Belastung nahe der Streckgrenze

## Vernetzungsinformationen

Vernetzungstyp:	Volumenkörpervernetzung
Verwendeter Vernetzungstyp:	Standardnetz
Automatischer Übergang:	Aus
Glatte Oberfläche:	Ein
Jacobi-Prüfung:	4 Points
Elementgröße:	3.3443 mm
Toleranz:	0.16722 mm
Qualität:	Hoch
Anzahl der Elemente:	8078
Anzahl der Knoten:	13110
Dauer bis zur Beendigung der Vernetzung (hh:mm:ss):	00:00:01
Rechnername:	OLIVER-DPC

## Reaktionskräfte

Auswahlsatz	Einheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Ganzer Körper	N	-0.112699	24723.9	-0.0688415	24723.9

## Freie Körperkräfte

Auswahlsatz	Einheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Ganzer Körper	N	-0.000507459	-0.0422535	-0.000997007	0.0422683

## Freies Körpermoment

Auswahlsatz	Einheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Ganzer Körper	N-m	0	0	0	1e-033

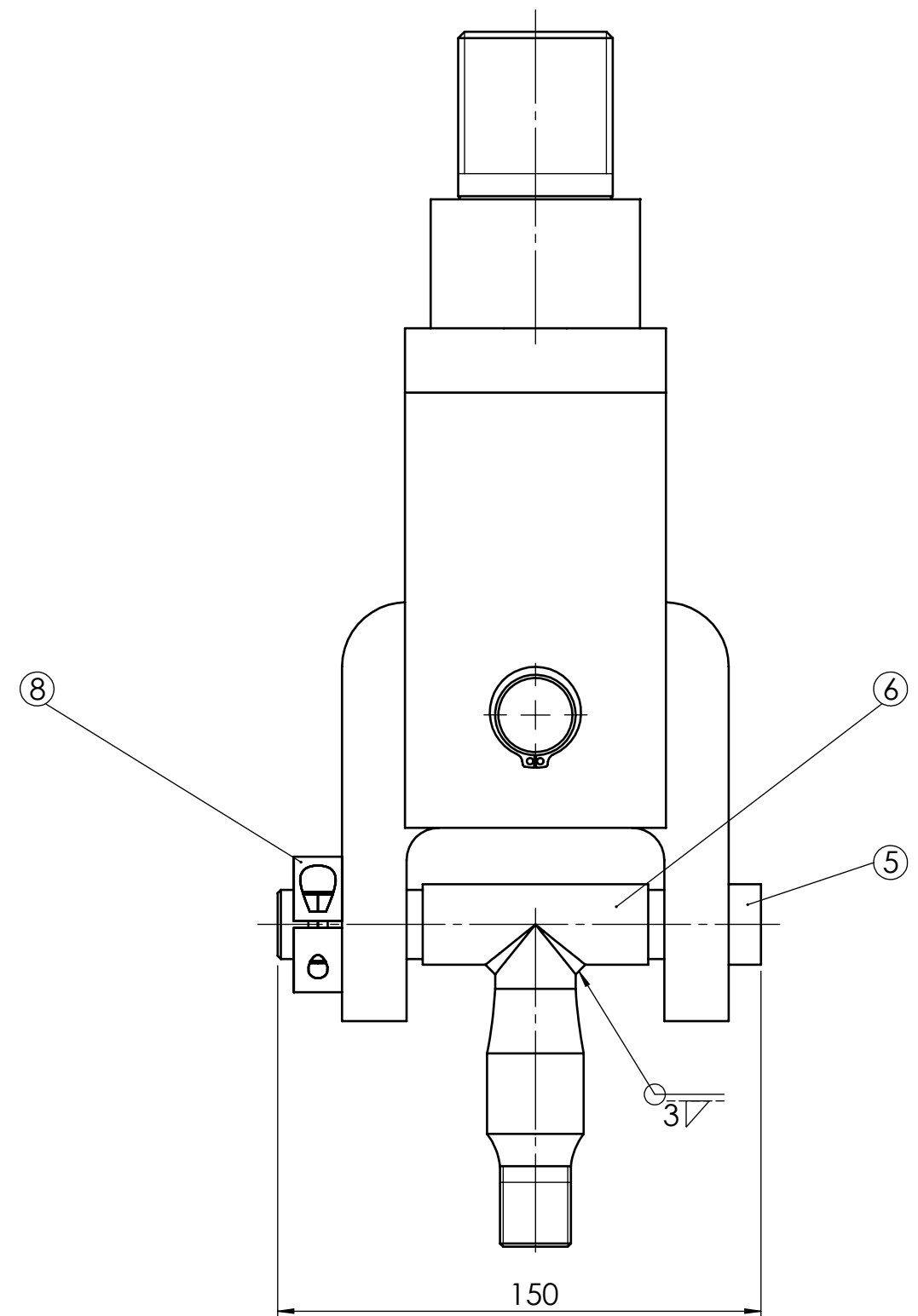
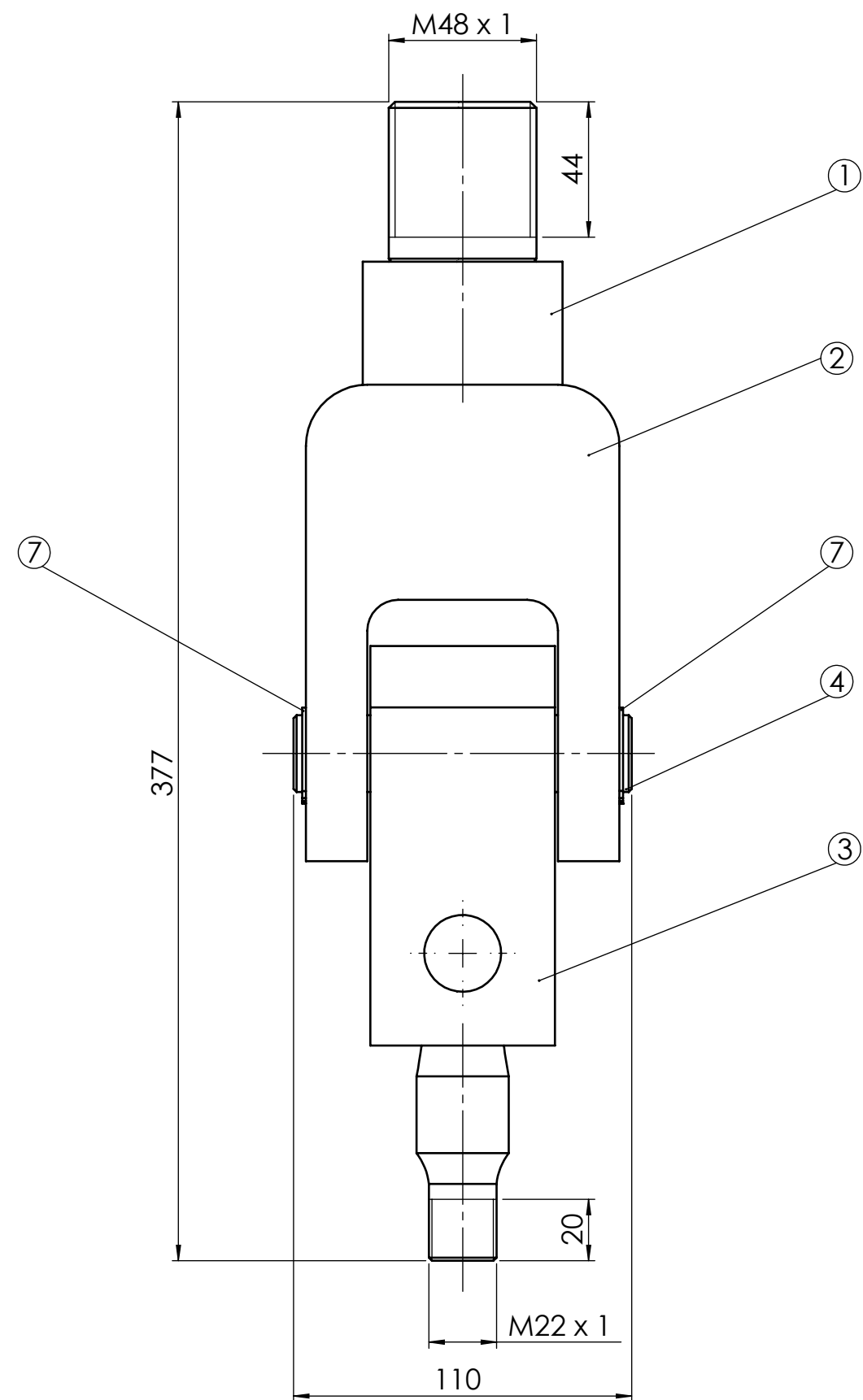
## Studienergebnisse


### Standardergebnisse

Name	Typ	Min.	Position	Max.	Position
Spannung1	VON: Von-Mises-Spannung	1.072 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Knoten: 35	(-9.88826 mm, -3.09292e-005 mm, -1.49042 mm)	227.962 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Knoten: 85	(-3.3122e-005 mm, -86.8471 mm, -10.9967 mm)
Verschiebung1	URES: Resultierende Verschiebung	0 m Knoten: 39	(-5.5 mm, -1 mm, -9.52628 mm)	4.37733e-005 m Knoten: 274	(12.0704 mm, -100.044 mm, 3.23427 mm)
Dehnung1	ESTRN: Äquivalente Dehnung	4.6537e-006 Element: 4957	(1.84567 mm, -0.43722 mm, 8.5461 mm)	0.000921946 Element: 4973	(5.08648 mm, -85.6606 mm, -9.81379 mm)

## **Anlage B: Technische Zeichnungen / Stücklisten**

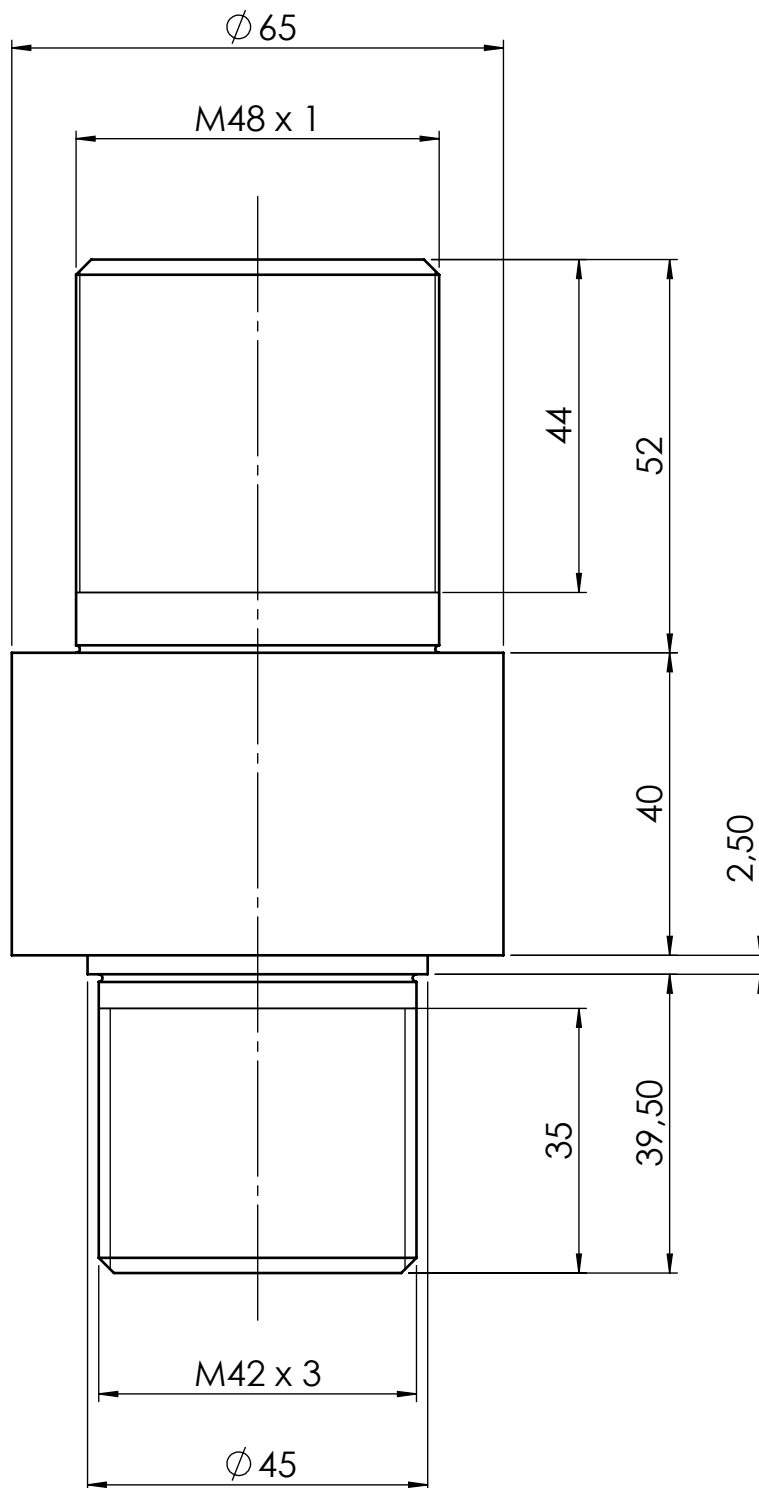
- B.1 Baugruppenzeichnung Prüfvorrichtung
  - Stückliste Prüfvorrichtung
  - Teilzeichnung Gewindebolzen
  - Teilzeichnung Bügel
  - Teilzeichnung Probenaufnahme
  - Teilzeichnung Bolzen
  - Teilzeichnung Steckbolzen
- B.2 Baugruppenzeichnung Probe
  - Stückliste Probe
  - Teilzeichnung Spannung-Vertikal
  - Teilzeichnung Rohr




(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse		(Oberfl.)	Maßstab 1:2		Masse: 13,8 Kg
							(Werkstoff Halbzeug) (Rohteil-Nr.) (Modell- oder Gesenk-Nr.)		
					Datum	Name	Baugruppe Prüfvorrichtung		
				Bearb.	01.12.09	O. Biber			
				Gepr.	01.12.09	O. Biber			
				Norm					
				Hochschule Mittweida			1-001-001		
							Blatt 1		
							Blätter 1		
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:		

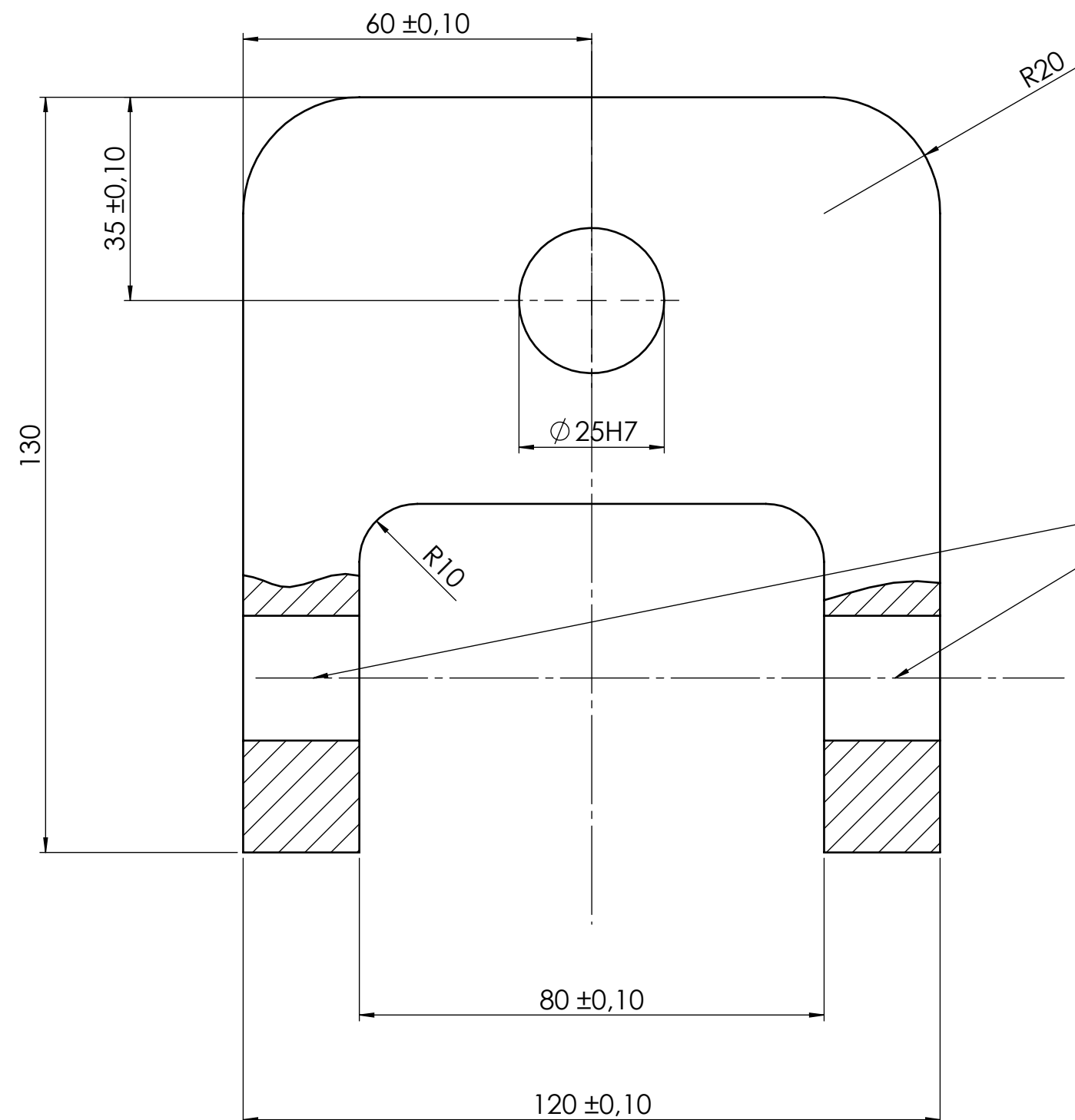


[illegible]

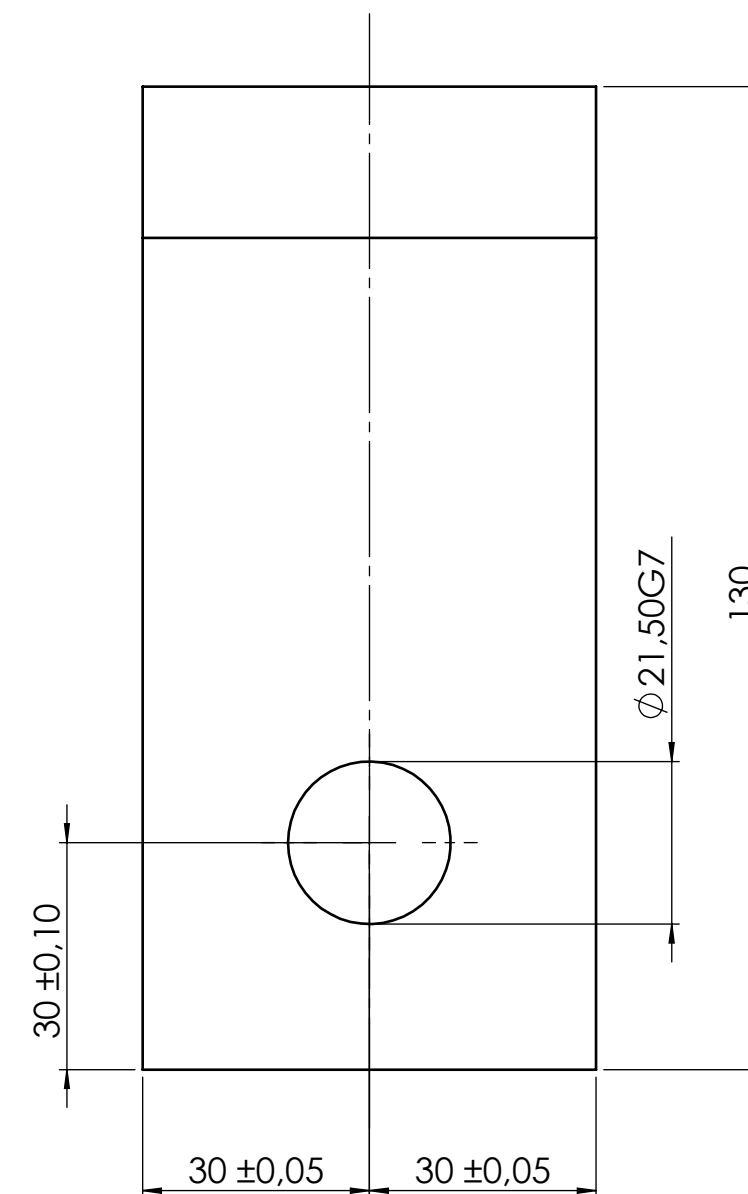


(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse		(Oberfl.)		Maßstab 1:1		Masse: 2,2 Kg	
								(Werkstoff Halbzeug) (Rohteil-Nr.) (Modell- oder Gesenk-Nr.)			
					Datum	Name		Gewindebolzen / Maßskizze			
				Bearb.	01.12.09	O. Biber					
				Gepr.	01.12.09	O. Biber					
				Norm							
				Hochschule				1-003-001		Blatt 1	
				Mittweida						Blätter 1	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für:		Ersatz durch:			



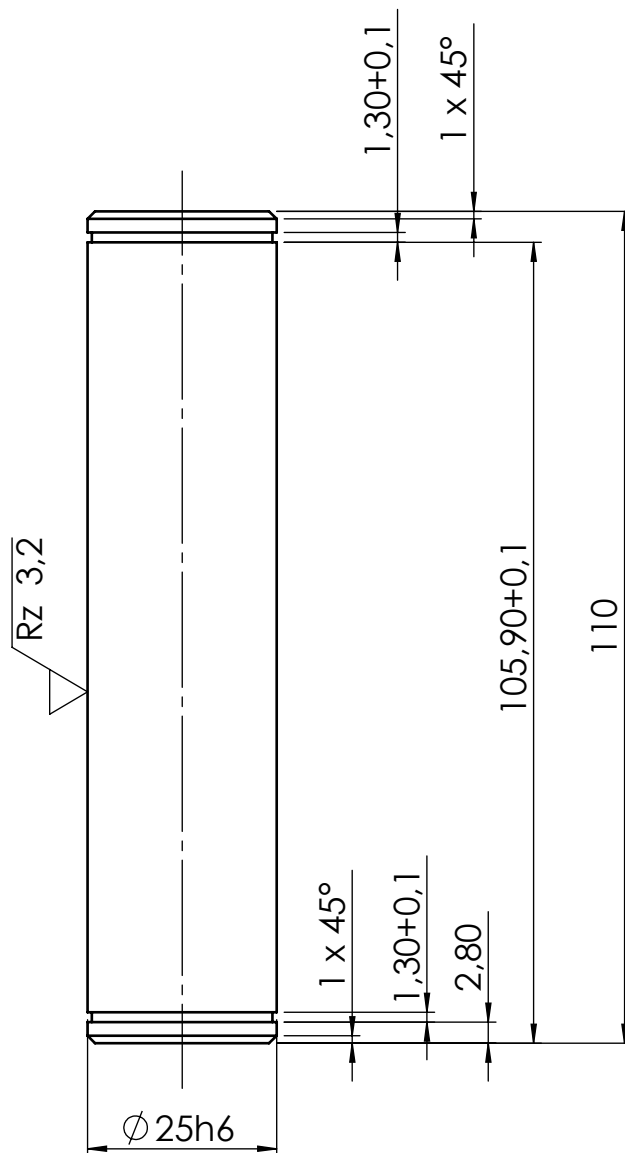


beide Bohrungen  
in einem Arbeitsgang  
herstellen



(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768-m		(Oberfl.)	Maßstab 1:2 (Werkstoff Halbzeug) (Rohteil-Nr.) (Modell- oder Gesenk-Nr.)	Masse: 4,6 Kg
					Datum	Name	Probenaufnahme	
				Bearb.	01.12.09	O. Biber		
				Gepr.	01.12.09	O. Biber		
				Norm				
							Hochschule Mittweida	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:	Blatt 1 Blätter 1

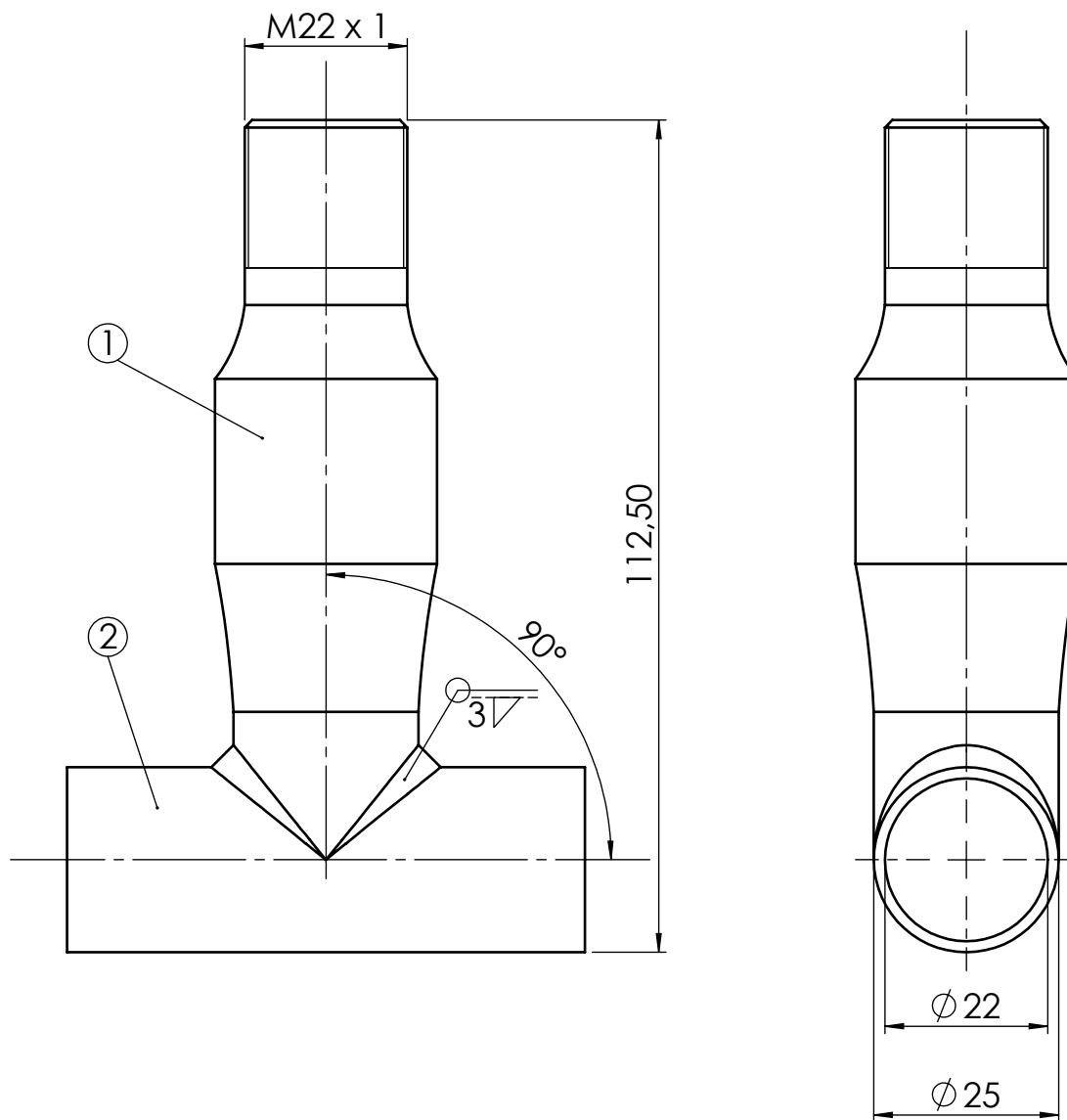
1-003-003




(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.)  Klasse DIN ISO 2768-m		(Oberfl.)		Maßstab 1:1		Masse: 0,4 Kg	
								(Werkstoff Halbzeug) E360		(Rohteil-Nr.)	
								Bolzen			
				Datum		Name					
				Bearb. 01.12.09		O. Biber					
				Gepr. 01.12.09		O. Biber					
				Norm							
				Hochschule Mittweida				1-003-004		Blatt 1	
										Blätter 1	
Zust.		Änderung		Datum		Name		Ursprung		beschn.	
								Ersatz für:		Ersatz durch:	



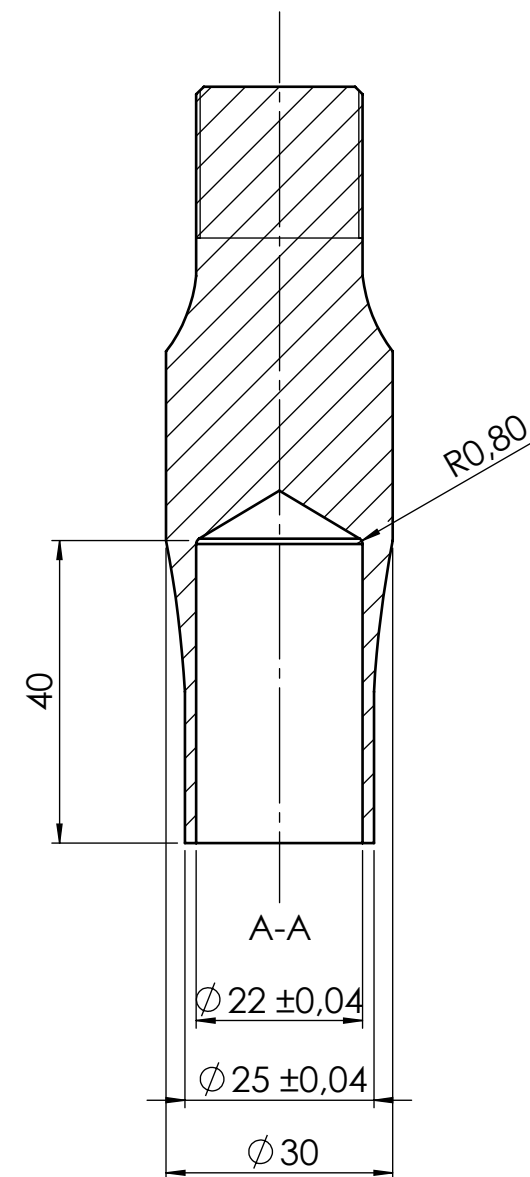
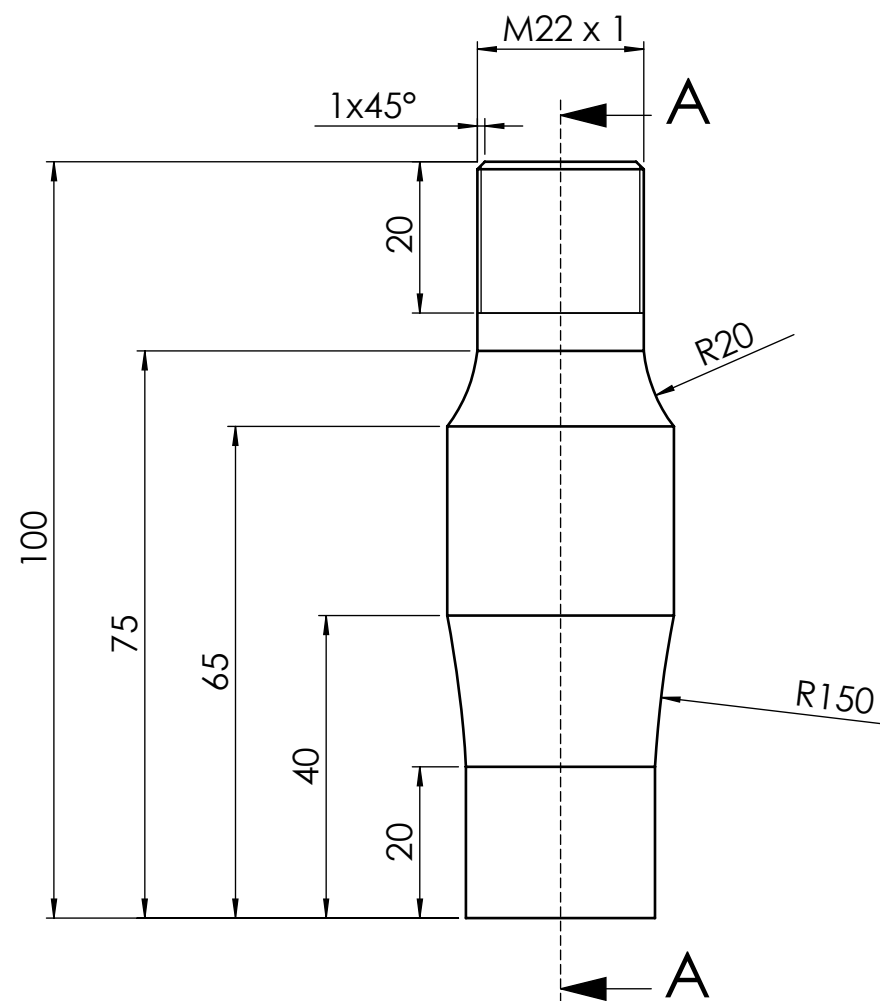
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) <b>Klasse</b> DIN ISO 2768-m		(Oberfl.)		Maßstab 1:1		Masse: 0,43 Kg	
								(Werkstoff Halbzeug) 34CrNiMo4 (Rohteil-Nr.) (Modell- oder Gesenk-Nr.)			
					Datum	Name		Steckbolzen			
				Bearb.	01.12.09	O. Biber					
				Gepr.	01.12.09	O. Biber					
				Norm							
				Hochschule 				1-003-005			
				Mittweida				Blatt 1			
								Blätter 1			
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.		Ersatz für:		Ersatz durch:	




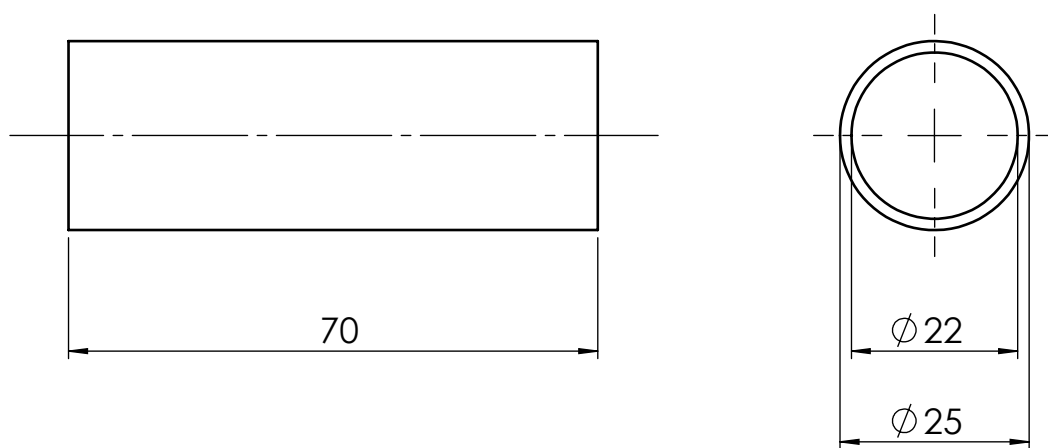
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.)  Klasse DIN ISO 2768-m		(Oberfl.)		Maßstab 1:1		Masse: 0,34 Kg		
								(Werkstoff Halbzeug) S235JR				
								(Rohteil-Nr.)				
								(Modell- oder Gesenk-Nr.)				
					Datum	Name	Baugruppe Probe					
				Bearb.	01.12.09	O. Biber						
				Gepr.	01.12.09	O. Biber						
				Norm								
							Hochschule 					
				Hochschule Mittweida								
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:		Blatt 1			
										Blätter 1		


[illegible]





(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768-m		(Oberfl.)	Maßstab 1:1		Masse: 0,3 Kg		
							(Werkstoff Halbzeug) S235 JR				
							(Rohteil-Nr.)				
							(Modell- oder Gesenk-Nr.)				
					Datum	Name	Spannung-Vertikal				
				Bearb.	01.12.09	O. Biber					
				Gepr.	01.12.09	O. Biber					
				Norm							
				Hochschule 			2-003-001				
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:			Blatt 1	
									Blätter 1		



(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) <b>Klasse</b>		(Oberfl.)		Maßstab <b>1:1</b>		Masse: 0,06 Kg	
								(Werkstoff Halbzeug) S235 JR			
								(Rohteil-Nr.) DIN EN 10305-1			
								(Modell- oder Gesenk-Nr.)			
					Datum	Name		<b>Rohr / Maßskizze</b>			
				Bearb.	01.12.09	O. Biber					
				Gepr.	01.12.09	O. Biber					
				Norm							
				Hochschule Mittweida 				2-003-002			Blatt 1
								Ersatz durch:			Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.		Ersatz für:		Ersatz durch:	

## Literaturverzeichnis

- [1] **Muhs, Dieter / Wittel, Herbert / Jannasch, Dieter ...:** Roloff / Matek Maschinenelemente. – 17. Auflage – Wießbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2005
- [2] **Haibach, Erwin:** Betriebsfeste Bauteile: Konstruktionsbücher Band 38 – 1. Aufl. – Berlin: Springer Verlag, 1992
- [3] **Norm DIN 50100:** Werkstoffprüfung: Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung
- [4] **SicoTec:** Technische Dokumentation: SincoTec Power Swing 150 MOT 2009
- [5] **Prof. Dr.-Ing Wesling, V** <office@isaf.tu-clausthal.de>/ **Dr.-Ing. Reiter, R.** <Rolf.Reiter@isaf.tu-clausthal.de>: Zerstörungsfreie Schweißnahtprüfung: Skript zur Vorlesung. URL: <www.isaf.tu-clausthal.de>
- [6] **Prof. Dr.-Ing. Hübner, Peter:** Workshop Eurocode 3 Schweißnahtberechnung: Skript Hochschule Mittweida:
- [7] **Kabus, Karlheinz:** Mechanik und Festigkeitslehre – 6. Auflage – München: Carl Hanser Verlag, 2009
- [8] **Norm DIN 1993 Teil 1-9:** Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-9: Ermüdung
- [9] **Formula Student Germany,** <contact@formulastudent.de>: Formula Student Germany Konzept. URL: <http://www.formulastudent.de/de/ueber-formula-studentgermany/konzept/>, verfügbar am 13.01.2009

**Erklärung**

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit selbstständig angefertigt habe. Es wurden nur die in der Arbeit ausdrücklich benannten Quellen und Hilfsmittel benutzt. Wörtlich oder sinngemäß übernommenes Gedankengut habe ich als solches kenntlich gemacht.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift